NUMERO: 2349A

ANNO: 2018

A P P U N T I

STUDENTE: Venezia Angela

MATERIA: Sistemi Energetici - Prof. Badami

8/03/2018

SISTEMI ENERGETICI

Richiami di termodinamica, termochimica, fluidodinamica

Classificazione macchine

- fluido lavoro : comprimibile (termiche : compressori turbine)
  incomprimibile (idrauliche)
- flusso energetico : EN. FLUIDO → EN. MECCANICA ← motrici / operatrici
- modalità scambio energetico : scambio forze
  organi meccanici volumetriche
  quantità moto / energia cinetica dinamiche

Termodinamica

$pv = RT$ $\quad R = \frac{\mathcal{R}}{\mu}$ $\quad \mathcal{R} = 8314\ J/kmol\,K$

$\mu\ [kg/kmol]$

$R = 287\ J/kg\,K$ aria

$v = m^3/kg$ $\quad \rho = \frac{1}{v}$ costante se fluido incomprimibile

$p = Pa$

gas ideali : $c_p, c_v = cost$

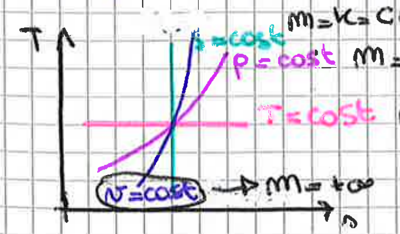
POLITROPICA $\quad pv^m = cost \quad m = cost$

$dQ_{TOT} = c\,dT$

$m = \frac{c_p - c}{c_v - c}$ $\quad c = c_v \frac{m-k}{m-1}$ $\quad k = \frac{c_p}{c_v}$

$c_p = \frac{k}{k-1} R$ $\quad R = c_p - c_v$ $\quad c_p = 1004,5$ (aria)
$k = 1,4$ (aria)

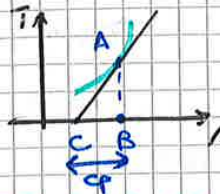
adiabatica reversibile $\quad dQ_e = 0$
$dL_w = 0$



	m	c
ISOCORA	$\pm\infty$	c_v
ISOBARA	0	c_p
ISOTERMA	1	$\pm\infty$
ISOENTROPICA	$k = \frac{c_p}{c_v}$	0
GENERICA	cost	cost

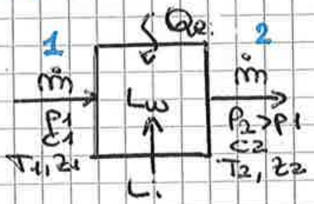
entalpia $\quad h = i = U + pv$

$i = (c_v + R)T = c_pT$



sottotangente della curva $= c_p$

SOTTOTANGENTE $\overline{CB} = c_p$

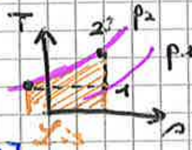


TERMOCOMPRESSORE

- fermo, velocità $= 0$
- (1) $Q_e = 0$ $\quad \mathcal{L}_w = 0$ reversibile (trasformazione adiabatica)
- $\Delta E_c \approx 0$ $\quad \Delta E_{gr} \approx 0$ $\quad \Delta E_{cg} \approx 0$ (sistema fisso)

$$\cancel{Q_e} + \mathcal{L}_i = \Delta i + \cancel{\Delta E_{c,cf,gr}}$$

$\mathcal{L}_{i\,is} = c_p (T_{2is} - T_1)$ valido se $Q_e = 0$

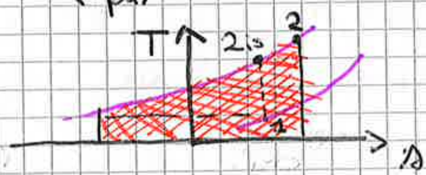


$$\mathcal{L}_{i\,is} = c_p T_1 \left(\frac{T_{2is}}{T_1} - 1 \right) = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$k = \gamma$ in termo.1

adiabatica $\quad T_{2is} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

(2) $Q_e = 0$ $\quad \mathcal{L}_w \neq 0$



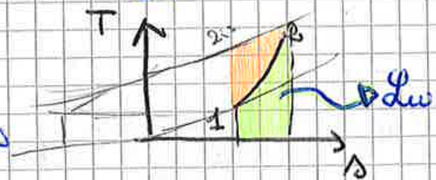
$\mathcal{L}_i = \Delta i$

$\mathcal{L}_i = c_p (T_2 - T_1)$

$\cancel{Q_e} + \mathcal{L}_w = \int_1^2 T ds$

tra 1 e 2 è una politropica $\mathcal{L}_w = \int_1^2 T ds = c\,(T_2 - T_1)$

$c = c_v \dfrac{m-k}{m-1}$



La m ci deve essere fornita

$$\mathcal{L}_i = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = L_{i\,is} + L_w + L_{CR}$$

L_{CR}: lavoro di controrecupero

rendimento isoentropico $\quad \eta_c \triangleq \dfrac{L_{i\,is}}{L_i} = \dfrac{c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}$

rendimento idraulico $\quad \eta_{yc} = \dfrac{L_i - L_w}{L_i}$

$L_i = \int_1^2 v\,dp + \cancel{\Delta E_{c,cf,gr}} + L_w \qquad L_i - L_w = \int_1^2 v\,dp$

$p v^m = p_1 v_1^m \qquad v = \left(\frac{p_1}{p} \right)^{1/m} v_1$

$$L_i - L_w = p_1^{\frac{1}{m}} v_1 \int p^{-1/m} dp = \frac{m}{m-1} p_1^{\frac{1}{m}} v_1 \left[p_2^{\frac{m-1}{m}} - p_1^{\frac{m-1}{m}} \right] = \frac{m}{m-1} \underbrace{(p_1 v_1)}_{RT_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

$$\eta_{yc} = \frac{\frac{m}{m-1} R\cancel{T_1} \cancel{\left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}}{\underbrace{\left(R \frac{k}{k-1}\right)}_{c_p} \cancel{T_1} \cancel{\left[\quad \right]}} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{k}{k-1}}$$

$\eta_{isc} \triangleq \frac{L_{is}}{L_i} = \frac{105,2}{145,4} = 0,723$

Esercizio 3

$\dot{m} \rightarrow$ | $m = 1,45$, $L_w \neq 0$ | $\rightarrow \dot{m}$

$\int Q_e = ?$

$T_1 = 15°C$ $\quad T_2 = 723\,K$

$p_1 = 1$ ata $\frac{kg\ peso}{cm^2}$ $\quad \uparrow L_i$

$T_1 = 288\,K$

sistema euleriano
$L_w = 25 \cdot 4186\ J/kg$
$Q_e, p_2 = ?$

$K = 1,4$

$c_p = 0,24 \cdot 4186\ J/kgK = 1004,64\ J/kgK$

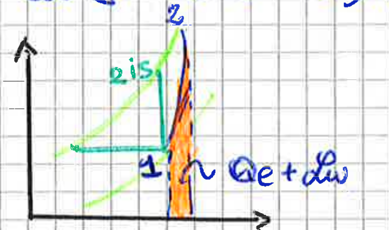
kcalorie/kgK

$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$ $\quad p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{m}{m-1}} = 1\left(\frac{723}{288}\right)^{\frac{1,45}{0,45}} = 19,41$ ata

$Q_e + L_w = c(T_2 - T_1)$

$c = c_v \frac{m-k}{m-1}$ $\quad k = \frac{c_p}{c_v}$ $\quad c = \frac{1004,64}{1,4} \cdot \frac{1,45-1,4}{0,45} = 79,73$

$Q_e = -(25 \cdot 4186) + c(T_2 - T_1) = -69967\ J/kg$



La refrigerazione sposta 12 verso la verticale
Si potrebbe addirittura portarla verso una adiabatica (non reversibile) e isoterma

Non è fornita la velocità quindi $c_1 \sim c_2$

$Q_e + L_i = c_p(T_2 - T_1) + \cancel{\Delta E_c}_{\simeq 0}, \cancel{g}\,\cancel{gz}_{=0} = 0$

$L_i = \int_1^2 v\,dp + L_w + \cancel{\Delta E_c, g\,z}_{\simeq 0} = \frac{m}{m-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] + L_w$

$R = c_p - c_v = 287,04\ J/kgK$

$L_i = 506984\ J/kg$

Esercizio 4

$\int Q_e = -10 \cdot 4186\ J/kg$

$\rightarrow$ | L_w, $m = 1,3$ | $\rightarrow$ $\dot{m} = 10\ kg/s$

$T_1 = 873\,K$ $\quad T_2 = 573\,K$

$\downarrow L_{i\,ott}$

1 bar = 1,019 ata
ata → atmosfera tecnica assoluta

$p_2 = 1$ ata

L_w? $\quad p_1$ (pressione)?

$\eta_{t,is} = ?$ $\quad \eta_{y}^{k} = ?$

P_i (potenza) ?

$p_1 = p_2 \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{m}{m-1}} = 6,20$ ata

$Q_e - L_{i\,ott} = c_p(T_2 - T_1) + \cancel{\Delta E_c}_{=0}$

perché disegnato uscente

invertite T_1 e T_2

$L_{i\,ott} = Q_e + c_p(T_1 - T_2) = 259532\ J/kg$

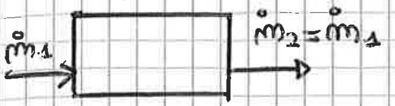
$L_{i\,ott} = \int v\,dp = -\frac{m}{m-1} R(T_2 - T_1) - L_w$ deve essere positivo

$L_w = L_{i\,ott} + \frac{m}{m-1} R(T_1 - T_2) = 113620\ J/kg$

14/03/2018

Fluidodinamica

- eq. di conservazione della massa



siamo in condizione stazionaria

$\dot m_1 = \dot m_2 \qquad \dot m = A \rho c_{1n}$

↖ componente perpendicolare

- eq. della quantità di moto

in condizione stazionaria

$\vec R = \frac{d\vec Q}{dt}$ $\quad \vec R$: risultato delle forze sul contorno

$Q = mc$

Q : quantità di moto

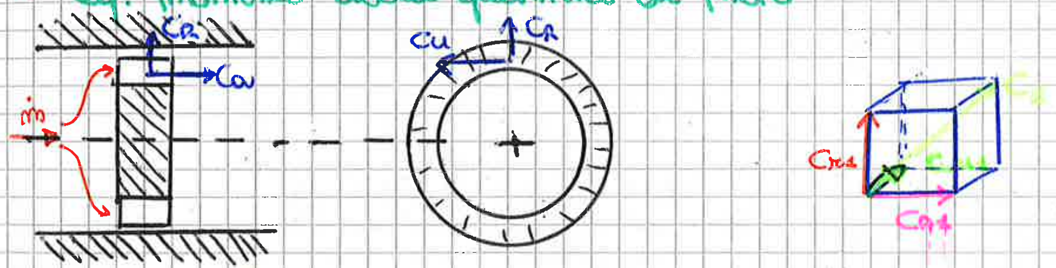
NOSTRA ANALISI

$\vec R = \dot m (\vec c_2 - \vec c_1)$

$\rho_1 A_1 \dot m_1 - \rho_2 A_2 m_2$

la quantità di moto può cambiare solo all'interfaccia perché all'interno in ogni punto ogni massecola viene sostituita

- eq. momento della quantità di moto



$\vec M_{aa} = \frac{d\vec K_{aa}}{dt}$ derivata del momento della quantità di moto

↓ momento risultante

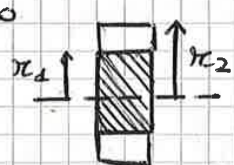
M_{aa} e K_{aa} sono rispetto allo stesso punto "O"

NOSTRA ANALISI

$M_a = \dot m \,[\, r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1} \,]$

velocità periferiche in ingresso e uscita

r_2: raggio medio uscita; r_1: raggio medio ingresso



Per produrre coppia il fluido deve deviare, per questo si mettono le palettature

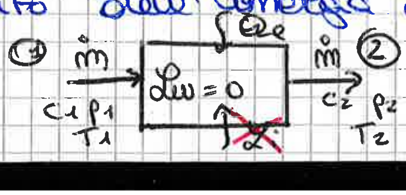
Moto fluido in condotta

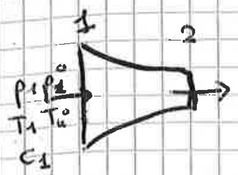
- effusori (o ugelli) sono un condotto attraversato da una corrente fluida con scopo l'aumento dell'energia cinetica (diminuire la potenziale)

$C_2 >> C_1 \quad (p_2 < p_1)$

- diffusori sono il reciproco degli effusori. Si ha l'aumento della pressione a scapito dell'energia cinetica

$p_2 >> p_1 \quad (c_2 < c_1)$





$\to$ p_{2CR} T_{2CR}

hp: isoentropico

↳ ovvero quando $c_2 = c_{2S}$

↳ se $c_1 = 0$ p_1 e $T_1 \to p_1^\circ$ T_1°

Questi due casi hanno stato energetico equivalente

$$\underset{=0}{\cancel{Q_e}} + \underset{=0}{\cancel{L_i}} = c_p (T_{2CR} - T_1^\circ) + \frac{c_{2S}^2}{2}$$

$$c_{2S}^2 = 2c_p(T_1^\circ - T_{2CR}) = 2\underbrace{\frac{k}{k-1}R}_{c_p} T_1^\circ \left(1 - \frac{T_{2CR}}{T_1^\circ}\right)$$

$$c_s^2 = \left(\frac{dp}{d\rho}\right)_{s=cost} \qquad pv^k = cost \qquad \frac{p}{\rho^k} = cost$$

$$d\left(\frac{p}{\rho^k}\right) = \frac{dp}{\rho^k} - k\frac{d\rho}{\rho^{k+1}}p = 0 \qquad \frac{dp}{d\rho} = k\underbrace{RT}_{\frac{p}{\rho}} = c_s^2 \qquad c_s = 343 \text{ m/s}$$

La velocità del suono dipende da fluido e temperatura

$$2\frac{k}{k-1}RT_1^\circ\left(1 - \frac{T_{2CR}}{T_1}\right) = \underbrace{kRT_{2CR}}_{=c_s^2}$$

↖ trasf. adiabatica reversibile

$$\frac{2}{k-1}\left(1 - \frac{T_{2CR}}{T_1^\circ}\right) = \frac{T_{2CR}}{T_1^\circ} \qquad \frac{2}{k-1} = \frac{k+1}{k-1}$$

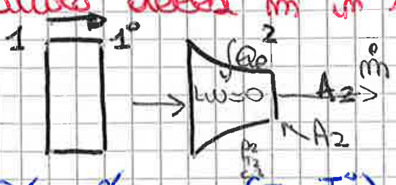
$$\frac{T_{2CR}}{T_1^\circ} = \frac{2}{k+1}$$

$$\frac{p_{2CR}}{p_1^\circ} = \left(\frac{T_{2CR}}{T_1^\circ}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,528$$

$$\frac{T_{2CR}}{T_1^\circ} = 0,833$$

Visto in altro modo se in uscita c'è l'ambiente $p_{2CR} = p_{AMB}$ quindi devo comprimere all'ingresso le grandezze totali si usano per semplificare i calcoli:

Calcolo della $\dot m$ in un convergente, calcolo portata   15/03/2018



hp: isoentropica

$$\dot m = A_2 \rho_2 c_2$$

$$\underset{=0}{\cancel{Q_e}} + \underset{=0}{\cancel{L_i}} = c_p(T_2 - T_1^\circ) + \frac{c_2^2}{2}$$

$$c_2 = \sqrt{2c_p(T_1^\circ - T_2)} = \sqrt{2\frac{k}{k-1}RT_1^\circ\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

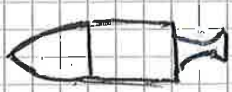
$$\frac{p}{\rho^k} = cost$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1^\circ} = \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{1}{k}} \qquad \rho_2 = \frac{p_1^\circ}{RT_1^\circ}\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{1}{k}}$$

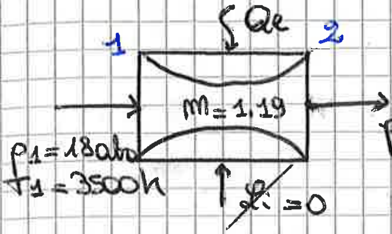
$$\dot m = A_2 \frac{p_1^\circ}{RT_1^\circ}\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{1/k}\sqrt{\quad} = A_2\frac{p_1^\circ}{\sqrt{RT_1^\circ}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

16/03/2018

Es 1



reazione interna → no velocità iniziale



$p_e = p_{2ad} = 0,5$ ata

$A_2 = 20\ cm^2$
$\mu = 25\ kg/kmole$
$k = 1,2$
$R = \frac{\mathcal{R}}{\mu} = 332,6\ J/kgK$

$Q_e = -30 \cdot 4186\ [J/kg]$ $\qquad c_p = \frac{k}{k-1} R = 1995,6$

$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} = 1975,1\ K$

$c_1 \simeq 0$ perché non data e in camera di combustione è presumibile che sia $= 0$

$Q_e + \underbrace{\cancel{L_i}}_{=0} = c_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2}{2} - \underbrace{\cancel{\frac{c_1^2}{2}}}_{=0}$

$c_2 = \sqrt{2[Q_e + c_p(T_1 - T_2)]} = 2415,6\ m/s$

$c_{s2} = \sqrt{kRT_2} = 887,9\ m/s$ velocità del suono in 2

$A_2 = \pi \frac{d^2}{4} \to d = 5,05\ cm$ (calcolata per dare un'idea)

$\dot{m} = \rho_2 A_2 c_2 = 0,3607\ kg/s$

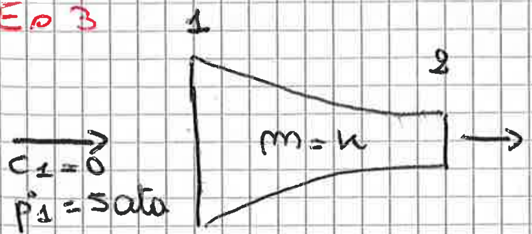
$\frac{p_2}{RT_2} = 0,07467\ kg/m^3$

la p in $pv = RT$ è in N/m^2
1 ata = 100 000 Pa

$F = \dot{m} c_2 = 871,4\ N$

Se diamo la m si risolve direttamente senza la teoria effusori - diffusori

Es 3



isoentropica

$\dot{m} = 3\ kg/s$

$p_e = 2\ ata$

$k = 1,4$
$R = 284\ J/kgK$

$c_p = 1004,5\ J/kgK$

$\frac{p_{2CR}}{p_1^\circ} = 0,528$ n° di teoria

$p_{2CR} = 2,64\ ata$

$T_1^\circ = (150 + 273)\ K$

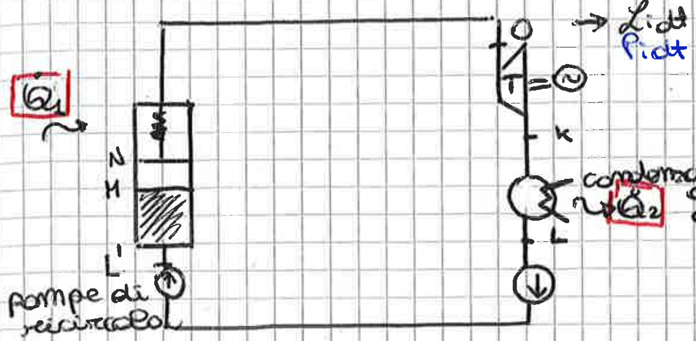
$T_2 = T_{2CR} = \frac{2}{k+1} T_1^\circ = 352,5\ K$

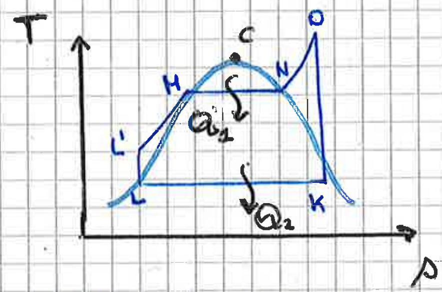
$c_2 = c_{2s} = \sqrt{kRT_{2CR}} = 376,3\ m/s$

$p_e < p_{CR}$ significa che siamo in condizione critica in 2 e ci sarà un'ulteriore espansione, non sappiamo come,

21/03/2018

Impianti a vapore





CICLO IDEALE

K non troppo all'interno, se no ci sarebbe troppa acqua nel vapore che erode le palette

La caldaia fornisce potenza $\dot{Q}_1$. Il condensatore assorbe potenza $\dot{Q}_2$. La turbina fornisce potenza all'asse P_{idt}

è ideale perché compressioni ed espansioni sono $\ominus$ e isoentropiche

$$\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 = P_{idt} \rightarrow \underbrace{Q_1 - Q_2}_{Q_e} = L_{idt}$$

Il primo principio: $Q_e - L_{idt} = \underbrace{\Delta i}_{0} + \underbrace{\Delta E_{g,c,i}}_{0}$ perché è un ciclo

$\Delta E_c = 0$ perché non c'è movimento intorno ad un albero dell'impianto

$L_{idt} = Q_e$

Da L' a O c'è riscaldamento, Q fornita
Da K a L c'è calore sottratto

$$\eta_{id} = \frac{P_{idt}}{\dot{Q}_1} = \frac{L_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

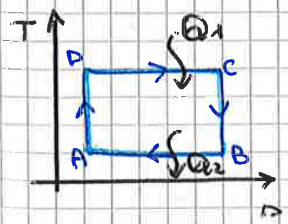
La caldaia è supposta adiabatica

All'utente interessa la potenza

$P_{id} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 = \dot{m}_v L_{idt}$ $\quad \dot{Q}_1 = \dot{m}_v Q_1 \quad$ $\dot{Q}_1$ potenza termica fornita

$\eta_{id} = 1 - \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1}$ $\quad \dot{Q}_2 = \dot{m}_v Q_2 \quad$ $\dot{Q}_2$ potenza termica sottratta

CICLO DI CARNOT



Se orario produce lavoro

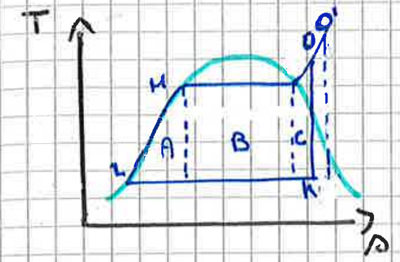
$Q_{TOT} \overset{ideale}{=} Q_e = \int T ds$

$Q_1 = T_1 \Delta S \quad Q_2 = T_2 \Delta S \quad \eta_{id,carnot} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$

22/03/2018

Metodi per migliorare il rendimento

(1) aumento di temperatura di fornitura calore (T produzione del vapore) → T_o



Se ciclo B è un ciclo di Carnot

I cicli A e C sono equivalenti ad un ciclo di Carnot avente una T_1 che si trova tra H-L (ciclo A) e tra O-K (ciclo C)

$$\eta_i = \frac{L_{idtA} + L_{idtB} + L_{idtC}}{Q_{1A} + Q_{1B} + Q_{1C}}$$

$L_{idtA} = \eta_{iA} Q_{1A}$ $\quad L_{idtB} = \eta_{iB} Q_{1B}$ $\quad \eta_{idtC} = \eta_{iC} Q_{1C}$

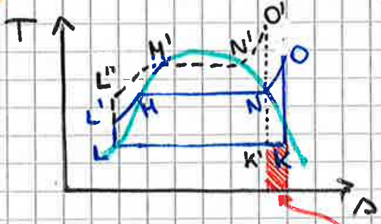
$$\eta_i = \frac{\eta_{iA} Q_{1A} + \eta_{iB} Q_{1B} + \eta_{iC} Q_{1C}}{Q_{1A} + Q_{1B} + Q_{1C}}$$

$\eta_A = 1 - \frac{T_K}{T_{1A}}$ $\quad \eta_B = 1 - \frac{T_K}{T_{2A}}$ $\quad \eta_C = 1 - \frac{T_K}{T_{1C}}$ $\quad$ ne segue che $\eta_A < \eta_B < \eta_C$

Se sposto O → O' η_C aumenta, la media pesata favorisce η_C

Per l'aumento di temperatura (e di pressione) si hanno limiti tecnologici ed economici. Ordini di grandezza tipici: $p_o = 100 \div 150$ bar $\quad T_o = 400 \div 500$ °C

(2) aumento della pressione di fornitura calore → P_o



Se voglio $Q_1 = Q_1'$ devo fermarmi a O' perché devo avere = area sottesa

$\eta_i = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$ $\quad \eta_i' = 1 - \frac{Q_2'}{Q_1'}$ $\quad = Q_1$

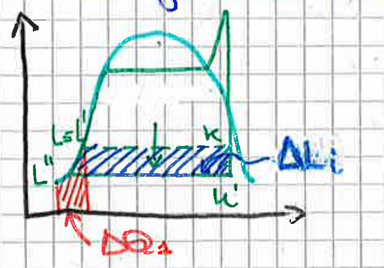
$Q_2' < Q_2$ con questa area di differenza

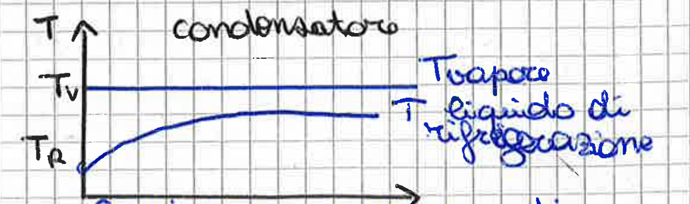
L'aumento di pressione riguarda tutto il fenomeno di fornitura del calore. In idealità L'-O sono ad uguale pressione; in realtà c'è una perdita di carico

infatti Q_2 è l'area sottesa a K-L

(3) abbassamento di p_K e t_K, pressione e temperatura di condensazione

Se fosse Carnot





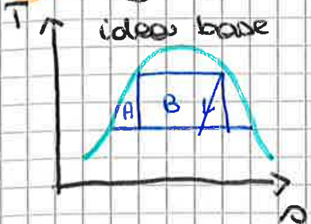
Possiamo supporre di avere un miglior condensatore che mi abbassi T_V

Dividiamo in 3 cicli:

$$\eta_{id} = \frac{\eta_{idA} Q_{1A} + \eta_{idB} Q_{1B} + \eta_{idC} Q_{1C}}{Q_{1A} + Q_{1B} + Q_{1C}} \qquad \eta_A < \eta_B < \eta_C$$

Questo rendimento è una sorta di media pesata tra i vari rendimenti. Poiché $Q_{1C} \uparrow\uparrow$ il termine η_{idC} assume il peso maggiore nella media quindi $\eta_{id} \uparrow$. Gli altri rendimenti sono più o meno costanti. T_N e T_F possono non coincidere. In un ciclo ci sono massimo 3 surriscaldamenti perché poi vado nella zona di vapori ad alta temperatura (non conviene +)

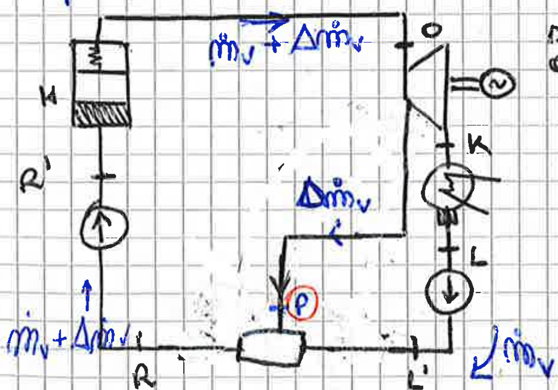
⑤ rigenerazione del calore tramite spillamenti



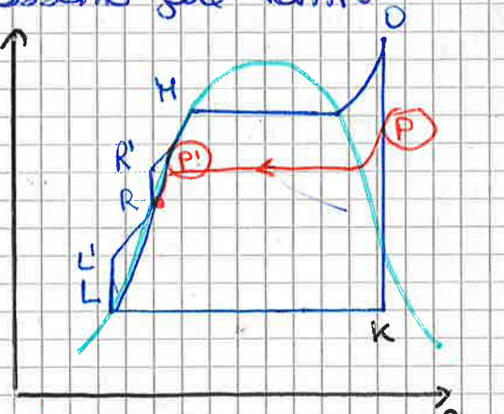
Il ciclo A è il ciclo peggiore.
Noi vorremmo che mentre espande in turbina si usi parte del calore per riscaldare il ciclo A.
Il lavoro che si fa è minore rispetto al ciclo A+B
lavoro del

Il rendimento di questo ciclo è η_B, mentre il rendimento del ciclo precedente era $\eta = \frac{\eta_A Q_{1A} + \eta_B Q_{1B}}{Q_{1A} + Q_{1B}}$ $\quad \eta_A < \eta_B$

Il ciclo a vapore sarà (si possono fare tanti prelievi intermedi):



spillatori di vapore



Attenzione che cambiano le portate

R al + può arrivare alla condizione dell'ultimo spillamento

Si possono realizzare scambiatori a miscela. Non molto convenienti in quanto gli spillamenti hanno pressioni diverse $P_{S3} > P_{S2} > P_{S1}$

Quindi ci vorrebbero delle pompe per portare il fluido da P_{S1} a P_{S2} e poi P_{S3}.

Si usano quindi spillatori a superficie

Con tanti spillatori elimino la zona A che è a basso rendimento

Valvola: serve per ridurre la pressione e a regolare la quantità di vapore spillato

Si definisce $\eta_o = \frac{P_u}{P_i}$ $\quad P_u = P_i - (P_m + P_{aux})$ attrito, accessori

- η_o = rendimento organico, considero perdite dell'albero

La caldaia ha delle perdite:
- i gas incombusti hanno temperatura > di quella iniziale
- perdita per cattiva combustione
- perdita per scambi termici e irraggiamento

Bisogna distinguere il calore del combustibile da quello che viene fornito

- Rendimento della caldaia $\eta_B = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b H_i}$ $\quad \dot{m}_b$ = portata combustibile, H_i = potere calorifico combustione

$\dot{Q}_c = \dot{m}_c H_i$

- Rendimento del generatore $\eta_G = \frac{P_{el}}{P_u}$
- Rendimento utile $\eta_u = \eta_o \cdot \eta_i = \frac{P_u}{\dot{Q}_1} = \eta_o \frac{P_i}{\dot{Q}_1}$ (nota $\eta_i \neq \eta_{is}$)

$P_{id} = \dot{m}(i_o - i_{kis})$

$P_i = \dot{m}(i_o - i_k)$

- Rendimento globale del ciclo $\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i} = \frac{P_u}{P_i} \cdot \frac{P_i}{\dot{Q}_1} \cdot \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_b H_i} =$

$\Rightarrow \eta_g = \eta_o \cdot \eta_i \cdot \eta_B$

- $\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_b H_i} = \eta_G \cdot \eta_o \eta_i \eta_B = \eta_G \eta_g$

(*) Negli impianti reali si ha una "torre di degasaggio" per espellere l'aria contenuta nell'acqua. L'aria viene assorbita dall'acqua quando si trova a pressioni << p ambiente

Un altro aspetto tecnologico riguarda la regolazione dell'impianto. Gli impianti a vapore conviene usarli nelle condizioni nominali senza regolare. In generale l'impianto non è contento di essere regolato perché si formano delle deformazioni dovute alle variazioni di temperatura.

La regolazione deve essere lenta in modo che l'impianto possa trovare un nuovo assetto termico.

Un metodo di regolazione è la regolazione per laminazione

(*) Non si è tenuto in conto che la combustione può essere parziale. Ciò che vorremmo è $H_x C_y + O_2 \rightarrow yCO_2 + \frac{x}{2} H_2O$ ma in realtà si può formare CO H_2 carbonio grafitico

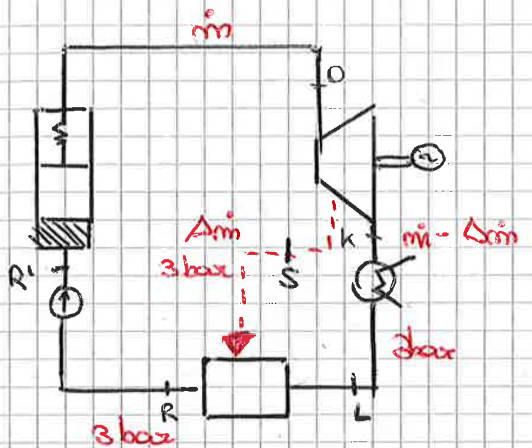
$i_L = 137{,}8\ kJ/kg \quad (32{,}5 \cdot 4{,}186)$

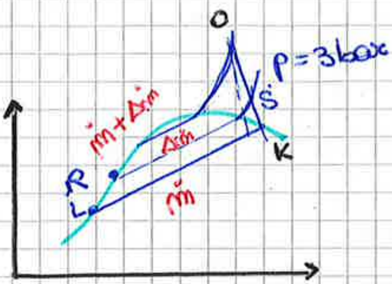
$Q_1 = (i_0 - i_L) = 3502 - 137{,}8 = 3364\ kJ/kg$

$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}$

$\eta_u = \eta_0 \eta_i \qquad \eta_g = \eta_0 \eta_i \eta_b$

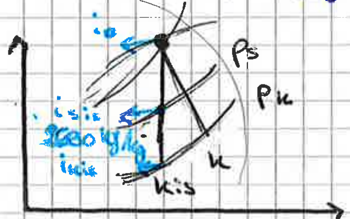
Ora aggiungiamo uno spillamento in turbina con $p_s = 3\,bar$

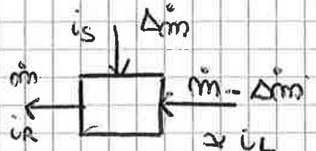




Non ci danno le portate quindi possiamo calcolare solo $\frac{\Delta\dot m}{\dot m}$ ma né $\Delta\dot m$ né $\dot m$

$i_R\,(3\,bar) = 561{,}5\ kJ/kg$ da tabella entrando con 3 bar





$i_{Sis} = \underline{2630}\ kJ/kg$

$\dot m\, i_R = \Delta\dot m\, i_S + (\dot m - \Delta\dot m)\, i_L$ uguaglianza flussi entalpici

$i_R = \frac{\Delta\dot m}{\dot m} i_S - \frac{\Delta\dot m}{\dot m} i_L + i_L$

$\frac{\Delta\dot m}{\dot m} = \frac{i_R - i_L}{i_S - i_L}$

(i_R da tabella entrando con 3 bar $\rightarrow i_R = 561{,}5\ kJ/kg$)

$i_L = 137{,}6\ kJ/kg$

$i_S = i_0 - \eta_{0T}(i_0 - i_{Sis}) = 2804\ kJ/kg$

$\frac{\Delta\dot m}{\dot m} = 0{,}189$

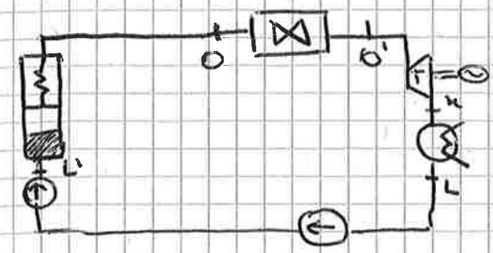
$\eta_u = \eta_0 \eta_i = \eta_0 \frac{i_0 - i_K}{i_0 - i_L} = 0{,}36 \rightarrow 0{,}336$ senza rigenerazione cioè senza spillare

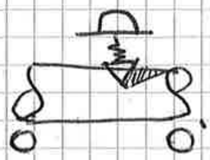
$\eta_u = \eta_0 \frac{\dot m (i_0 - i_S) + (\dot m - \Delta\dot m)(i_S - i_K)}{\dot m (i_0 - i_R)}$

$i_K = i_0 - \eta_0 (i_0 - i_{Kis}) = 2348$

28/03/2018

Regolazione per laminazione





$p_0 > p_0'$

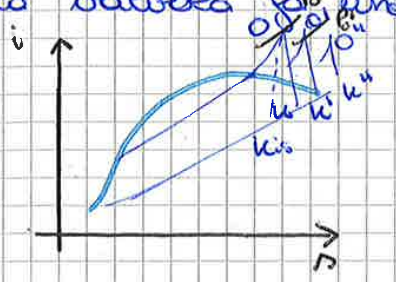
$i_0 \simeq i_0'$

$\underbrace{Q}_{\simeq 0} + \underbrace{L_i}_{\simeq 0} = \Delta i + \Delta E_c = i_0' - i_0$

$\Delta i \simeq 0$

Si agisce sulla valvola per effettuare la regolazione

La valvola fa una trasformazione isoentalpica



$C_m - C_R = I \frac{d\omega}{dt}$

se $C_m - C_R > 0$ $\quad \frac{d\omega}{dt} > 0$, il sistema se ne accorge e riduce la portata

$L_i = i_0 - i_u$

$L_i' = i_0' - i_u'$

$P_i = \dot{m} L_i$ ma dobbiamo quantificare $\dot{m}$ → approssimazione ellittica

$P_i = \dot{m}_v (i_0 - i_u)$
$\uparrow \propto p_0^0$

Negli ugelli $\dot{m}_{cr} = A_r \frac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}} f(k) \propto \frac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}}$

se $i_0 = i_0'$ $\quad p_0 v_0^0 = cost$

Quindi $\dot{m}_{cr} \propto p_0^0 > p_0'$

Inoltre $(i_0 - i_u)$ si riduce a sua volta

Ne segue che $P_i' < P_i$

Il rendimento del ciclo è diminuito notevolmente

$\rightarrow \eta_i' = \frac{P_i'}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{m}_v (i_0' - i_u')}{\dot{m}_v (i_0 - i_L)} < \eta_i = \frac{i_0 - i_u}{i_0 - i_L}$

$\eta_0' \simeq \eta_0 \qquad \eta_i' \simeq \eta_i$

Questo regolatore funziona bene ma il rendimento tende a ridursi notevolmente

Negli stabilimenti per avere un vantaggio economico è necessario avere un impianto cogenerativo.

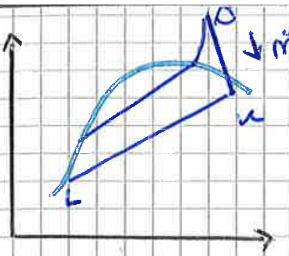
$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{p_u - p_{ucr}}{p_0 - p_{ucr}}\right)^2 = 1 \qquad \dot{m}_{cr} \propto \frac{p_0}{\sqrt{p_0 v_0}} \qquad \frac{p_{ucr}}{p_0} = cost$

se $\dot{m}$ è critico

$\dot{m}_{cr}' = \dot{m}_{cr} \frac{p_0'}{p_0} \sqrt{\frac{p_0 v_0}{p_0' v_0'}}$

Valido quando $i_0 = i_0'$ perché si può verificare che la temperatura è costante

Siamo in condizioni critiche quando $p_{ucr} > p_u$, ma se

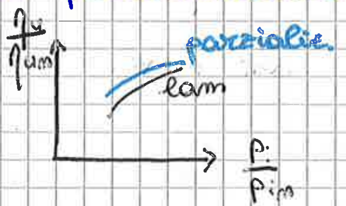


Se ciclo non cambia $L_i = cost$

$P_i \propto \dot{m}_v (1-\varepsilon)$

il rendimento è costante

Ma se si guarda il rendimento utile scende perché scende quello organico perché le palette girano in fluido fermo che c'è nelle sezioni chiuse. Ma dipende dal grado di parzializzazione (poco parzializzato, poco fluido fermo)

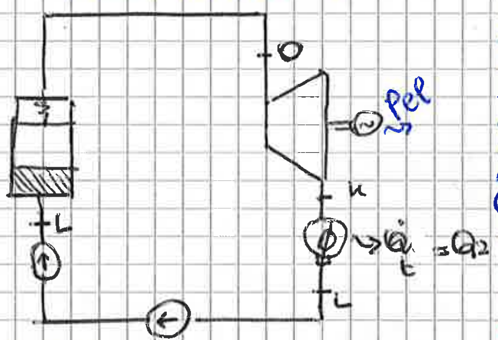


La caldaia deve riscaldare solo ciò che transita in turbina

Impianti a vapore cogenerativi

1) Impianto cogenerativo a contropressione o a recupero totale
2) Impianto cogenerativo a estrazione o recupero parziale

1) $p_u = 4 \div 10$ bar
$T_u = 145 \div 180\,°C$



Non c'è il condensatore: il calore in uscita dalla turbina viene sfruttato dalle utenze. La condensazione non avverrà più a 15-20°C ma a 60-70°C. Ne segue che dal punto di vista elettrico il rendimento risulta notevolmente più basso, ma si sfrutta il calore nelle utenze. Questi impianti vengono dimensionati in base alle esigenze termiche.

P_i, P_u sono considerate solo quelle elettriche

Si chiamano in contropressione perché la turbina a valle vede una pressione di $10 \div 20$ bar

$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{Q}_1}$ $\quad \eta_g = \eta_o \eta_b \eta_i = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i}$

Calcolando in questo modo il rendimento non si tiene in conto del fatto che prima avrei dovuto produrre calore in una caldaia separata

Possiamo definire $\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i - (\dot{m}_b H_i)_{cs}}$ ← caldaia separata

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i - \frac{\dot{Q}_t}{\eta_{bs}}}$$

In generale η_{bs} non si discosta molto da η_B

Se supponiamo $\eta_B = \eta_{BS}$

$$\eta_g = \eta_b \eta_o \frac{P_i}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_T} = \eta_B \eta_o$$

$\dot{Q}_T = \dot{Q}_L$

$\dot{m}_b H_i = 100 \rightarrow \boxed{\eta_t = 0{,}4 \quad \eta_{el} = 0{,}4} \rightarrow P_{el} = 40, \; P_t = 40$

$\eta_{TOT} = 0{,}8$ ho usato l'80% dell'energia del combustibile

Se avessi avuto impianto separato → utilizzo più combustibile

$P_{el} = 40 \leftarrow \boxed{\eta_{els} = 0{,}4} \leftarrow \dot{m}_{b_{el}} H_i = 100$

$P_t = 40 \leftarrow \boxed{\eta_{TS} = 0{,}9} \leftarrow \dot{m}_b H_i = 44$

$$\eta_{S\,TOT} = \frac{40+40}{144} = 0{,}55$$ decisamente inferiore

Heat Rate $\quad q_c = \dfrac{\dot{m}_b H_i}{P_{el}} = \dfrac{1}{\eta_{el}} \quad [kJ/kWh]$ dato con questa unità di misura (attenzione alla conversione unità)

per esempio $q_c = 12000$

$\rightarrow \dfrac{12000}{3600} = 0{,}3 = \eta_{el}$

Net HR $\quad q_{cN} = \dfrac{\dot{m}_b H_i - Q_t/\eta_{b,s}}{P_{el}}$ separato

$\eta_g = \dfrac{P_u}{\dot{m}_b H_i}$ impianto a vapore non cogenerato

$\eta_{g,c} = \dfrac{P_u}{\dot{m}_b H_i - \dfrac{Q_t}{\eta_{b,s}}}$ potenza utile meccanica, impianto a vapore cogenerato

CAR → cogenerazione ad alto rendimento
vengono emanati degli incentivi per la costruzione

- D.E. 2004/8/CE
- D. Leg n° 20 8/2/07
- Decreti MISE 4/8/2011, 5/9/2011

Gli impianti che possono giovare degli incentivi sono:
- impianti C.C.
- impianti TV contropressione / estrazione
- impianti TG
- impianti MCI

$$PES = \frac{E_{c,s} - E_{c,c}}{E_{c,s}} = 1 - \frac{E_{c,c}}{E_{c,s}} = 1 - \frac{E_c}{\dfrac{E_c}{\eta_{e,s}} + \dfrac{E_t}{\eta_{b,s}}} = 1 - \frac{1}{\dfrac{\eta_{ec}}{\eta_{es}} + \dfrac{\eta_{tc}}{\eta_{ts}}}$$

($E_{c,s}$: consumata separato; $E_{c,c}$: consumata cog.)

Provando con dei valori

$$PES = 1 - \frac{1}{\dfrac{0{,}4}{0{,}5} + \dfrac{0{,}4}{0{,}9}} = 0{,}196$$ ho un risparmio del ~ 20%

Bisogna definire dei parametri di riferimento per η_{es}, η_{ts}

Per rientrare negli impianti CAR devo avere:

$$PES \geq \underline{PES} \rightarrow \begin{cases} \phi & P_{el} < 1\,MW \\ 10\% & P_{el} \geq 1\,MW \end{cases}$$

PES: primary energy saving

5/04/2018

Impianti di cogenerazione CAR (alto rendimento)

Verificare il CAR tramite il PES e IU → verificato che l'impianto sia CAR si può avere l'incentivo:

- defiscalizzazione combustibile: -5% costo combustibile industriale; -30% costo combustibile civile
- TEE (titoli efficienza energetica) forniti una volta l'anno per 10 anni

Per il calcolo dei titoli devo calcolare il risparmio

$$Risp = \underbrace{E_{c,S}}_{separato} - \underbrace{E_{c,C}}_{cogenerativo} = \frac{E_e}{\eta_{e,rif}} + \frac{E_t}{\eta_{t,rif}} - E_{c,C}$$

Quanta energia elettrica ho prodotto e quanto combustibile ho usato

$\eta_{e,rif} = 0{,}46 \cdot p$

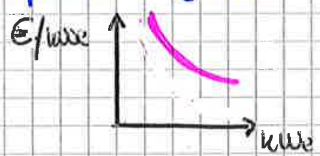
$\eta_{T,rif} = 0{,}9$ (n° fisso)

$$TEE = Risp\,[MWh] * 0{,}086 \left[\frac{tep}{MWh}\right]$$ tonnellate equivalenti petrolio

1 tep = 41860 MJ per convenzione (: 3600 ottengo i MWh) = 11,63 MWh

1/11,63 = 0,086 $\quad 1\,MWh = \frac{1}{11{,}63}\,tep = 0{,}086\,tep$

Gli impianti piccoli hanno un costo specifico più elevato di quelli grandi.



Il rendimento è maggiore per gli impianti grandi; l'investimento è maggiore per quelli piccoli.
Gli impianti piccoli sono più incentivati per questo si aggiunge un fattore K

$$TEE = Risp\,[MWh] * 0{,}086 \left[\frac{tep}{MWh}\right] * K$$

K	
1,4	$P_{el} < 1\,MW_e$
1,3	$1 \le P_{el} < 10\,MW$
1,2	$10\,MW < P_{el} < 80\,MW$
1,1	$80 < P_{el} < 100$
1	$P_{el} \ge 100\,MW$

es. 25 MW → $\frac{1{,}4 \cdot 1 + 1{,}3 \cdot 9 + 1{,}2 \cdot 15}{25} = 1{,}244 = K$

Posso vendere a fine anno i titoli acquisiti

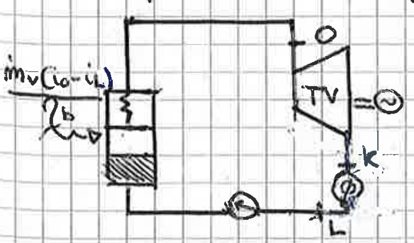
Se l'impianto non è CAR?

lo trasformo in CAR virtualmente

Ricavata la macchina virtuale CAR opero su questa per calcolare la defiscalizzazione dei titoli.

Impianti a vapore cogenerativi

1) impianto a recupero totale (a contropressione)



$p_c = 4 - 10$ bar

$p_0 = 40 - 100$ bar

$t_L = 100°C$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 31 di 194

Es.

$p_0 = 100$ bar $t_0 = 450°C$ $t_R = 100°C$

$p_K = 0{,}05$ $p_S = 10$ bar $t_K = 35°C$

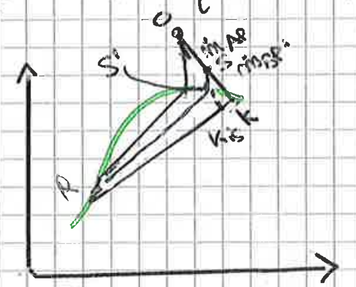
$\dot m_{VAP} = 100$ t/h

$\dot m_{vu}$ = (utilizzato utenze) = 50 t/h

$\dot m_{vBP} = 100 - 50 = 50$ t/h

$\eta_{oi} = 0{,}8$ $\eta_{o,gen} = 0{,}9$ $\eta_b = 0{,}9$

η_T è + basso rispetto a prima in quanto solo una parte del calore viene utilizzata dalle utenze (portata più bassa) $\eta_{TOT} \downarrow$ PES$\downarrow$



$P_{el} = \eta_{o,gen} \left[\dot m_{AP}(i_0 - i_S) + \dot m_{BP}(i_S - i_K)\right]$

$\dot Q_t = \dot m_u (i_S - i_R)$

$\dot m_b H_i = \frac{1}{\eta_b}\left[\dot m_u (i_0 - i_R) + \dot m_{BP}(i_0 - i_L)\right]$

η_{el} ; η_t ; η_{TOT} ; PES $I_e = 0{,}6$ $\eta_{el} = 0{,}2$

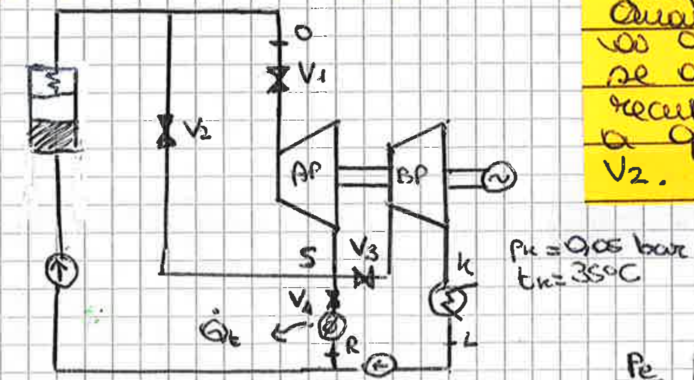
Per aumentare l'eff. dell'impianto prima si manda in surriscaldamento poi in BP.

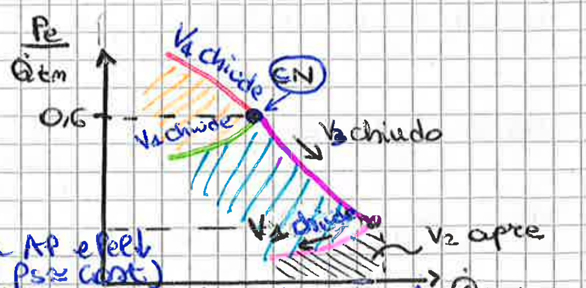
$p_a = p_s$ $t_a = 430°C$

Regolazione

Si possono mettere V_1, V_2, V_3, V_4 (by pass). Il campo di lavoro è maggiore del caso precedente.

Se chiudo V_3 la $P_{el}\downarrow$ ma la portata che non va in turbina BP va all'utenza termica che aumenta la propria potenza. Quando tutta la portata va all'utenza è come se avessi un impianto a recupero totale e regolo a questo punto con V_1 e V_2.





Valvola V_3

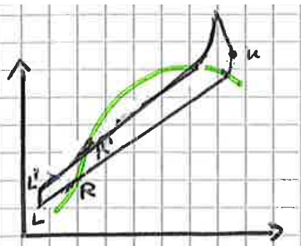
Con V_3 completamente chiusa → lavoro con V_2 e V_1

Chiudo V_1
- P_{AP} scende (la portata diminuisce a AP e $P_{el}\downarrow$)
- P_{BP} non cambia (portata ≈ cost perché p_S ≈ cost)
- La riduzione di portata si ripercuote sull'utenza e la potenza termica

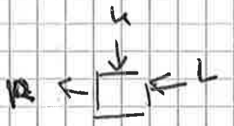
Posso lavorare in • chiudendo V_1 e V_3 in proporzioni diverse. Se chiudo V_3 recupero $\dot Q_t$

Chiudo V_4
- meno potenza all'utenza $\dot Q_t\downarrow$
- va alla BP $P_{el}\uparrow$

Nella zona • regolo V_1 e V_4 in proporzioni diverse



Se fluido in L è sottoraffreddato.
Una parte del fluido arriva da K, una da L; unendosi si arriva a R.
Comprimendo arrivo a R'



$\dot{m}_v i_R = \Delta\dot{m}\, i_K + (\dot{m}_v - \Delta\dot{m})\, i_L$

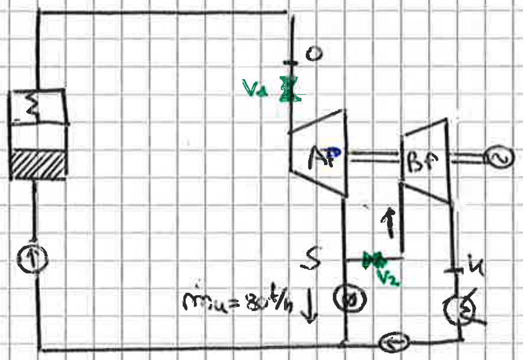
$i_R = 561{,}5$ kJ/kg

$\Delta\dot{m}(i_K - i_L) = \dot{m}_v (i_R - i_L)$

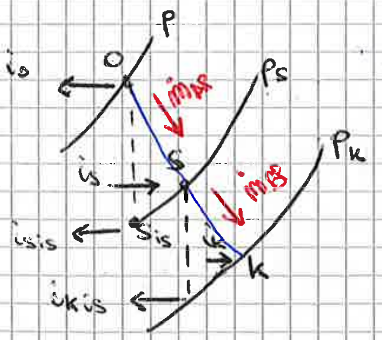
$\Delta\dot{m} = \frac{561{,}5 - 293}{2759 - 293} \cdot \dot{m}_v = 10{,}89$ t/h
$\quad\quad\quad\quad\quad\quad\quad\quad\quad\quad\quad {}^{"}100$

All'utenza vanno $\dot{m} - \Delta\dot{m} = 89{,}11$ t/h

2)



$\dot{m}_{AP} = 150$ t/h $\rightarrow :3{,}6$
$\eta_{0i} = 0{,}8$
$p_0 = 50$ bar
$t_0 = 450$°C
$\dot{m}_{BP} = 70$ t/h $\rightarrow :3{,}6$
$p_s = 3$ bar
$p_k = 0{,}2$ bar
$\eta_o = 0{,}97$



$i_0 = 3317$
$i_{s_{is}} = 2655$

$i_s = i_0 - \eta_{0i}(i_0 - i_{s_{is}}) = 3317 - 0{,}8(3317 - 2655) = 2787$

$i_{k_{is}} = 2353$

$i_k = i_s - \eta_{0i}(i_s - i_{k_{is}}) = 2787 - 0{,}8(2787 - 2353) =$
$= 2540$

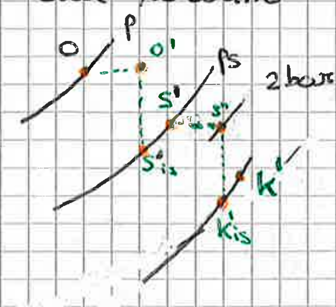
$P_u = \eta_o [\dot{m}_{AP}(i_0 - i_s) + \dot{m}_{BP}(i_s - i_k)] = \frac{0{,}97}{1000}\left[\frac{150}{3{,}6}(3317 - 2787) + \frac{70}{3{,}6}(2787 - 2540)\right] =$
$= 25{,}98$ MW (il prof ha 27,6 → controllare)

Laminazione a monte delle due turbine

$p_0' \rightarrow 30$ bar

$p_s' \rightarrow 2$ bar

p_s, p_k e condizioni in caldaia sono le stesse



$\dot{m}_{cr} \propto \frac{p_m}{\sqrt{p_m v_m}}$

$\dot{m}_{AP} \propto \frac{p_0}{\sqrt{p_0 v_0}}$ costante se ho la stessa entalpia

$\dot{m}_{AP}' = \dot{m}_{AP} \frac{p_0'}{p_0} = 150 \frac{30}{50} = 90$ t/h dovrò usare $\dot m_{BP} \rightarrow \left(\frac{\dot m_{BP}}{\dot m_{BPcR}}\right)^2 + \left(\frac{P_k - P_{kcR}}{P_s - P_{kcR}}\right)^2 = 1$

$P_u = \eta_o \left[\dot m'_{AP} (i_0 - i'_s) + \dot m_{BP} (i_s - i_k) \right]$

$i_{kis} = 2415$

$i_k = i'_s - \eta_{oi} (i'_s - i_{kis}) = 2787 - 0{,}8 (2787 - 2415) = 2489$ kJ/kg

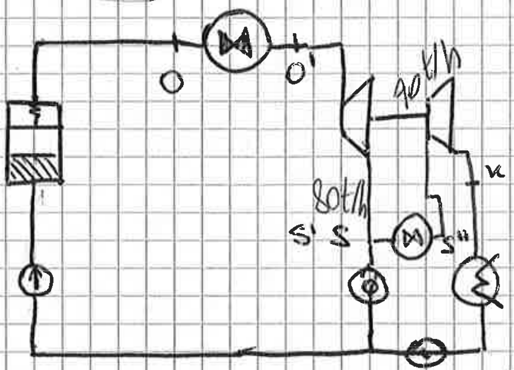
$i_s = i'_s$

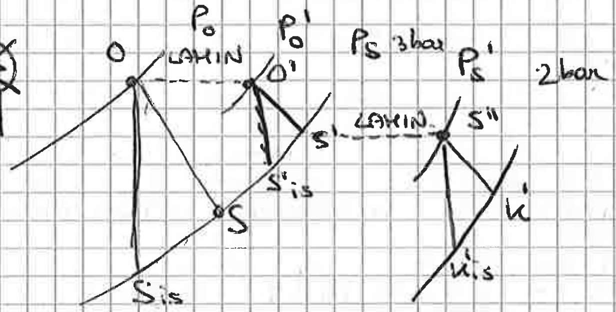
$P_u = 0{,}97 \left[\frac{100}{3{,}6} (3317 - 2787) + \frac{46{,}7}{3{,}6} (2787 - 2489) \right] = 18{,}03$ MW

4)

$\dot m_{AP} = ~~80~~\ 150$ t/h
$P_0 = 50$ bar
$P'_0 = 30$ bar
$P_s = 3$ bar
$P'_s = 2$ bar
$t_0 = 450°C$
$\eta_o = 0{,}97$
$\eta_{oi} = 0{,}8$
$i_s = 2787$ kJ/kg

$p_k = 0{,}2$ bar





$i_0 = i'_0 = 3317$ kJ/kg

$i'_{sis} = 2748$ kJ/kg

$i'_s = i''_s = i'_0 - \eta_{oi} (i'_0 - i'_{sis}) = 2861$ kJ/kg

$v_s = 0{,}654$

$i_{kis} = 2469$

$i_k = i''_s - \eta_{oi} (i''_s - i_{kis}) = 2548$ kJ/kg

$v''_s = 1{,}069$

$\dot m'_{AP} = \dot m_{AP} \frac{P'_0}{P_0} = 90$ t/h $\quad \dot m'_{BP} = \dot m_{BP} \frac{P''_s}{P_s} \sqrt{\frac{P_s v_s}{P'_s v''_s}} = 70 \cdot \frac{2}{3} \sqrt{\frac{3 \cdot 0{,}654}{2 \cdot 1{,}069}} = 44{,}7$ t/h

$P_u = \eta_o \left[\dot m'_{AP} (i'_0 - i''_s) + \dot m'_{BP} (i''_s - i_k) \right] = 0{,}97 \left[\frac{90}{3{,}6} (3317 - 2861) + \right.$
$\left. + \frac{44{,}7}{3{,}6} (2861 - 2548) \right] = 14{,}8$ MW

i_0 (p_0, t_0)
i'_{sis} (p'_0, s) 2653,4
i'_0 (p'_0, i_0)
i'_{sis} (p'_s, s) 2748
v_s (p_s, i_s) → 0,654
i_{kis} (p_k, s'')

11/04/2018

α_1: angolo della direz. c_1 rispetto a quella tang.
β_1: angolo della velocità relativa w_1
α_2: angolo della velocità assoluta c_2
β_2: angolo di w_2
Partono in senso antiorario dal semiasse +

C operatrice { Turbocompr.
Turbopompa

C motrice { Turbina a vapore
Turbina a gas
Turbina idraulica

$$P_i = C\omega = \omega \dot{m} (c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2)$$

$\omega r = u$ velocità di trascinamento

$$\rightarrow P_i = \dot{m} (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2)$$

$$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} \rightarrow L_{i\,\text{ottenuto}} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}$$ ← EQUAZIONE DI EULERO

Calcolo il lavoro dal triangolo di velocità

c_{u1}, c_{u2} = proiezioni di $\vec{c}_1$ e $\vec{c}_2$ lungo l'asse + tangenziale

Dal primo principio:

$$Q_e - L_{i\,ott} = \Delta i + \Delta E_{c,gr,\dots}$$

1) Applico con un sistema di riferimento fisso tra 1 e 2

$$Q_e - L_{i\,ott} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

- Campo centrifugo non lo sento
- piccolo termine gravitaz.

2) Applico ad un riferimento mobile

Non vedo il lavoro se sono seduto sulla girante e vedo una velocità relativa e il campo di forza centrifuga

$$Q_e = i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

differenza espressioni:

$$\boxed{L_{i\,ott} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}$$

Sono spariti i termini termici

secondo metodo

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 \underbrace{c_1 \cos\alpha_1}_{c_{u1}} \Rightarrow u_1 c_{u1} = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2}$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 \underbrace{c_2 \cos\alpha_2}_{c_{u2}} \rightarrow u_2 c_{u2} = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2}$$

Sostituzione e trovo analogia

Trovo λ che vado ad inserire nella formula di L_w

$$L_w = \lambda \left(\frac{e}{d}\right)\left(\frac{c^2}{2}\right)\left(\frac{u_1^2}{u_1^2}\right) \qquad L_w \propto d_1^2 m^2$$

$$\eta_y \triangleq \frac{L_i}{L_i + L_w} = cost \qquad \begin{matrix} L_i \propto d_1^2 m^2 \\ L_w \propto d_1^2 m^2 \end{matrix}$$

Parto da macchina piccola, la ottimizzo e faccio quella più grande

12/04/2018

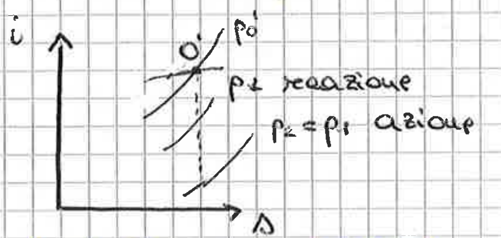
Turbine (a vapore)

Stadi

1) Ad azione prevede che $p_1 = p_2$ → c'è espansione solo nel distributore

2) A reazione $p_2 < p_1$ (espansione) → anche nella girante

In entrambi i casi $p_0 >> p_1$, cioè c'è una forte espansione per aumentare la velocità che verrà poi deviata dalle palette (avviene nel distributore)

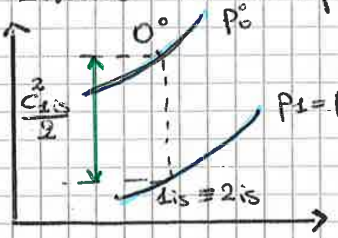


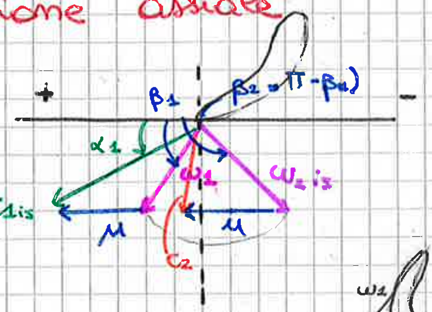
Le turbine ad azione possono essere parzializz.; quelle a reazione no

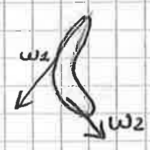
Stadi semplice turbina ad azione assiale

- caso ideale (isoentropia)

Mollier







$\vec{c}_1$: tangente alla direzione della pala

Applico il 1° principio

$$0\text{-}1] \quad \cancel{Q_e} - \cancel{L_i} = (i_{1is} - i_0) + \frac{c_{1is}^2}{2} \qquad c_{1is} = \sqrt{2(i_0 - i_{1is})}$$

$$1\text{-}2] \quad \cancel{Q_e} - \cancel{L_e} = \underbrace{(i_{2is} - i_{1is})}_{0} + \frac{w_{2is}^2 - w_1^2}{2} + \underbrace{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}_{=0} \rightarrow w_{2is} = w_1$$

rif. mobile

Le entalpie sono uguali per le macchine ad azione perché non c'è salto di pressione

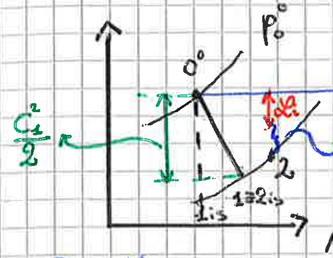
Si individua una circonferenza, luogo delle soluzioni ma simmetria delle palette

In realtà la girante vede $c_1 - u$ → quindi w_1 deve esser tangente alla girante (e non c_1)

Da w_1 trovo w_{2is} per simmetria, poi $u_1 = u_2 = u$

poi c_2 ↳ $\boxed{\beta_2 = \pi - \beta_1}$

- caso con L_w, attrito



$\frac{c_2^2}{2}$, scarico

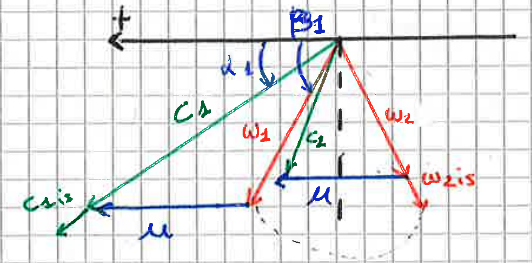
$1_{is} = 2_{is}^* \rightarrow$ tutta la macchina ideale

Perdita per energia cinetica

$\varphi = \frac{c_1}{c_{1is}}$ distributore

$\psi = \frac{w_2}{w_{2is}}$ Girante

$$c_1 = \varphi\sqrt{2(i_0^\circ - i_{1is})}$$



$w_{2is} = w_1$

$w_2 = \psi w_{2is} = \psi w_1$

$L_i = u\,(c_{u1} - c_{u2})$

$c_{u1} = c_1\cos\alpha_1$

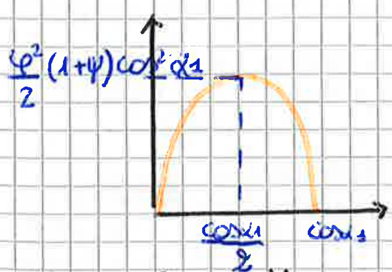
$c_{u2} = w_{u2} + u = -\psi w_{u1} + u = -\psi(c_{u1} - u) + u$

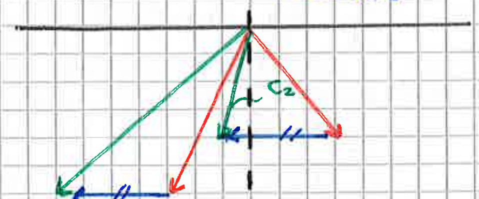
$$L_i = u\,(c_{u1} + \psi(c_{u1} - u) - u) = (1+\psi)\,u\,(c_{u1} - u)$$

STADIO SINGOLO $c_2^2/2$ perso

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{i_0^\circ - i_{2is}} = \frac{(1+\psi)\,u\,(c_1\cos\alpha_1 - u)}{\frac{c_{1is}^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}} = \underbrace{2\varphi^2(1+\psi)}_{<4}\,\frac{u}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)$$

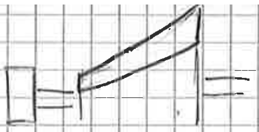
$\rightarrow$ è < di 4, 4 è quello ideale





L'energia gli scarico viene recuperata se c'è un'altra fase

$\rightarrow$ MULTISTADIO $c_2^2/2$ recuperato $\eta_{0i} = \dfrac{L_i}{i_0^\circ - \left(i_{2is}^* + \frac{c_2^2}{2}\right)}$



Non si riesce a smaltire $\dot{m}$ → per questo si inseriscono più Delassi e non va bene neanche la parzializz.

Esercizio 1 (5.2.8 pag 31)

$\dot{m} = 150$ kg/s

$\alpha = 30°$

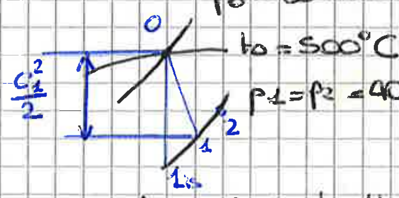
$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos\alpha_1}{2}$

$\beta_2 = (\pi - \beta_1)$

$n = 3000$ rpm

$\varphi = 0{,}95$

$\psi = 0{,}9$

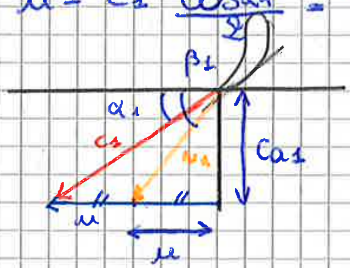


$i_0 = 3399$ kJ/kg → J/kg

$i_{1is} = 3184{,}5$

$c_1 = \varphi\sqrt{2(i_0 - i_{1is})\boxed{1000}} = 622{,}2$ m/s

$u = c_1 \frac{\cos\alpha_1}{2} = \frac{c_{u1}}{2}$ $\qquad c_{u1} = 538{,}9$ m/s $\qquad u = 269{,}45$ m/s



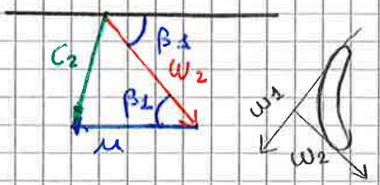
$c_{a1} = c_1 \operatorname{sen}\alpha_1 = 311{,}1$ m/s

$w_1 = \sqrt{c_{a1}^2 + u^2} = 411{,}6$ m/s

$\beta_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{c_{a1}}{u}\right) = 49{,}1°$

$w_2 = \psi w_1 = 370{,}44$ m/s

$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2u\,w_2\cos\beta_1} = 281{,}3$ m/s



$c_{u2} = -w_2\cos\beta_1 + u = -242{,}54 + 269{,}45 =$
$= 26{,}91$ m/s

$L_i = u(c_{u1} - c_{u2}) = 269{,}45\,(538{,}9 - 26{,}91) =$
$= 138{,}956$ kJ/kg

$P_i = \dot{m} L_i = 20{,}693$ MW

Stadio singolo → e cin persa

$\eta_{oi} = \frac{L_i}{(i_0 - i_{1is})} = \frac{138{,}956}{3399 - 3184{,}5} = 0{,}648$ $\qquad \frac{c_1^2}{2} = 193{,}6$ kJ/kg

$\boxed{2}\ \boxed{1}\quad i_0 - L_i - \frac{c_2^2}{2}$ $\qquad \left(\frac{w_{2is}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}\right) = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)\frac{w_2^2}{2}$

$\boxed{1_s}\ \boxed{1}$ $\qquad \left(\frac{c_{1is}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}\right) = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)\frac{c_1^2}{2}$

Calcolo l_1 senza parzial. ; poi parzial. $\qquad \xi = 0{,}95$

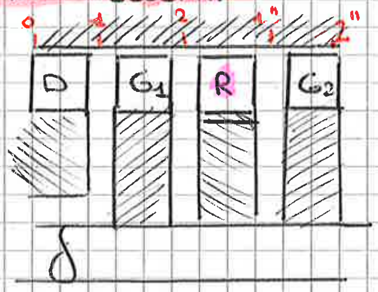
$l_1 = 10$ mm → ε $\qquad \frac{l_1}{d} = 0{,}01$ → ε

12/04/2018

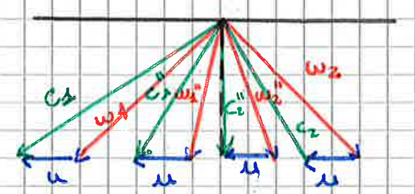
Turbine ad azione

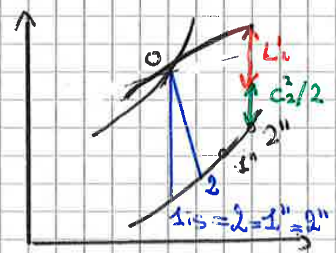
1) Stadio singolo
2) Turbine multistadio ad azione
   a) a salti di velocità
   b) a salti di pressione

A SALTI DI VELOCITÀ



R → raddrizzatore

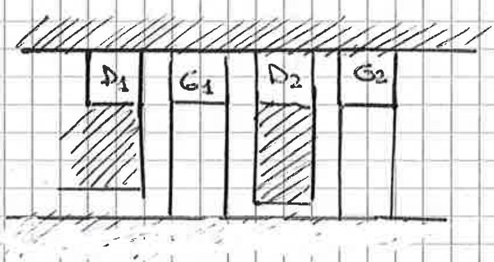


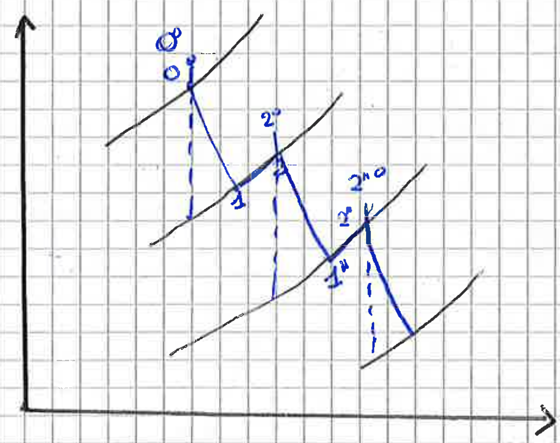


caduta di pressione solo nel distributore

$p_0 >> p_1 = p_2 = p_1'' = p_2''$

A SALTI DI PRESSIONE





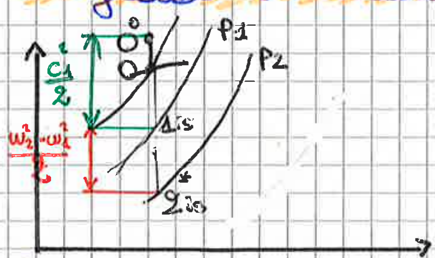
Turbine a reazione (stadio singolo assiale)

- caso ideale

$p_2 < p_1$ $\quad L_w = 0$ $\quad (Q_e = 0)$

R: grado di reazione

$R = \frac{\Delta i_g}{\Delta i^\circ = L_i}$ (girante) $=$ 1° principio alla girante



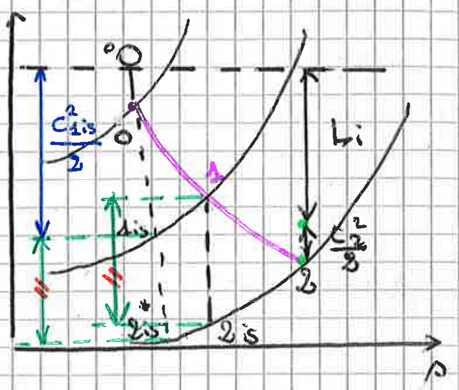
$$= \frac{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}\right)}{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}\right)}$$

Noi consideriamo triangoli simmetrici
(Qui R = 0,5)

FASE INIZIALE
Riesco subito ad espandere molto → turbine ad azione
SECONDA FASE
turbine a reazione perché $\eta \uparrow$

• caso reale

Vogliamo che le espansioni reali diano triangoli di velocità simmetrici



DEFINISCO $\varphi = \frac{c_1}{c_{1is}}$ $\psi = \frac{w_2}{w_{2is}}$

Vogliamo trovare $L_i = u(2c_1\cos\alpha_1 - u)$

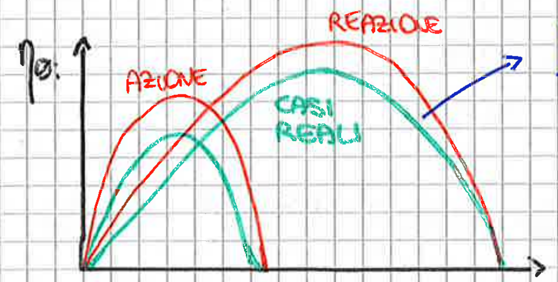
$\eta_{0i} = \frac{L_i}{i_0^0 - i_{2is}^*}$ $\frac{c_{1is}^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\varphi^2}$

$i_{1is} - i_{2is}^* \approx i_1 - i_{2is} = \frac{w_{2is}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = \frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2}$

$\eta_{0i} = \frac{2u(\cos\alpha_1 c_1 - u)}{\frac{c_1^2}{\varphi^2} + \frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2}$

$w_2^2 \to c_1^2$

$w_1^2 \to c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha_1$



Sempre + alto della turbina ad azione

$$\alpha_2 = tg^{-1}\left(\frac{c_{a2}}{c_{u2}}\right) = tg^{-1}\left(\frac{0{,}9 \cdot 197{,}66}{21{,}20}\right) = 83{,}2°$$

$$L_i = u\,(c_{u1} - c_{u2}) = 211{,}95\,(2 \cdot 211{,}95 - 21{,}20) = 85{,}35\ kJ/kg$$

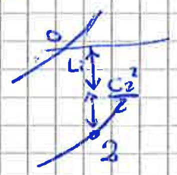
↳ non è (−)(−) guardo le proiezioni del grafico

$$L_i = (1+\psi)\,u\,(\underbrace{c_{u1}}_{u} - u) = 1{,}9 \cdot 211{,}95^2 = 85{,}35\ kJ/kg$$

↳ caso particolare di palettature simmetriche e massimo rendimento

$$P_u = \eta_o\,\dot{m}\,L_i = 0{,}98 \cdot 92{,}88 \cdot 85{,}35 = 7{,}77\ MW$$

i_2 → calcolo di $\frac{c_2^2}{2}$ per ottenere i_2 totale → L_i



$$1-2]_{RH} \quad Q_e - L_i = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + (i_2 - i_1)$$

$$i_2 - i_1 = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)\frac{w_2^2}{2}$$

→ trovo i_2

$$\eta_{oi} = \frac{L_i}{(i_0 - i_{1is}) - \frac{c_1^2}{2\varphi^2}} = \frac{85{,}35}{3254 - 3135{,}3} = 0{,}719$$ → vuole sempre 3 cifre significative

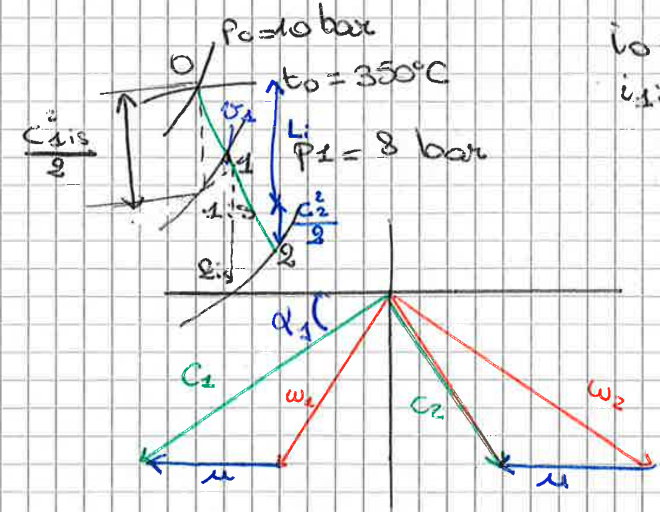
oppure formule

$$= 2\varphi^2(1+\psi)\,\frac{u}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) = \frac{\cancel{2}\varphi^2(1+\psi)\cos^2\alpha_1}{\cancel{4}2} = \frac{0{,}96^2(1{,}9)(\cos 25)^2}{2} =$$

$$= 0{,}719$$

Es 2 (4)

$u = cost$
$p_2 < p_1$
$u / c_1 = 0{,}9$
$\alpha_1 = 20°$
$n = 3000\,rpm$
simmetrici
$\dot{m} = 150\ t/h$
$\varphi = 0{,}95$
$\psi = 0{,}91$
$\eta_o = 0{,}97$
$\xi = 0{,}95$



$i_0 = 3158{,}2$
$i_{1is} = 3096{,}7$

p_2 ?
η_{oi} ?
P_u ?
ℓ_1 ?
$\frac{c_2^2}{2}$?

$$c_1 = \varphi\sqrt{2(i_0 - i_{1is})} = 0{,}95\sqrt{2(3158{,}2 - 3096{,}7) \cdot 1000} = 333{,}18\ m/s$$ (J/kg)

$$i_1 = i_0 - \frac{c_1^2}{2} = 3158{,}2 - \left(\frac{333{,}18^2}{2 \cdot 1000}\right) = 3102{,}7\ kJ/kg$$

$$u = 0{,}9 \cdot 333{,}18 = 299{,}86\ m/s$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u_1 \cos\alpha_1} = \sqrt{333{,}18^2 + 299{,}86^2 - \ldots} = 111{,}72\ m/s$$

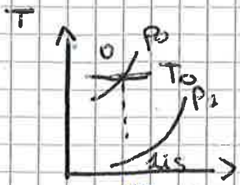
$$L_i = u\,(c_{u1} - c_{u2}) = 299{,}86\,(\underbrace{333{,}18\cos(20)}_{c_{u1} = 313{,}09} + (c_{u1} - \underbrace{u}_{299{,}86})) = 97{,}85\ kJ/kg$$

$$P_u = \eta_o\,\dot{m}\,L_i = 0{,}97 \cdot \frac{150}{3{,}6} \cdot 97{,}85 = 3139$$

19/04/2018

Es 2 Bis

$R = 287\ J/kgK$
$K = 1{,}4$
$c_p = 1004\ J/kgK$



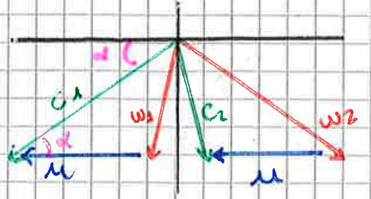
GAS IDEALE

$$T_{1is} = T_0^\circ \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 623{,}5\left(\frac{8}{10}\right)^{0{,}286} = 584{,}6\ K$$

$$C_{1is} = \sqrt{2c_p(T_0^\circ - T_{1is})} = \sqrt{2\cdot 1004{,}5(623{,}5-584{,}6)} = 279{,}34\ m/s$$

$$C_1 = \varphi C_{1is} = 265{,}37\ m/s$$

$$\frac{u}{C_1} = 0{,}9 \qquad u = 238{,}89\ m/s$$



$0-1]\ Q_e - L_i = c_p(T_1 - T_0^\circ) + \frac{C_1^2}{2}$

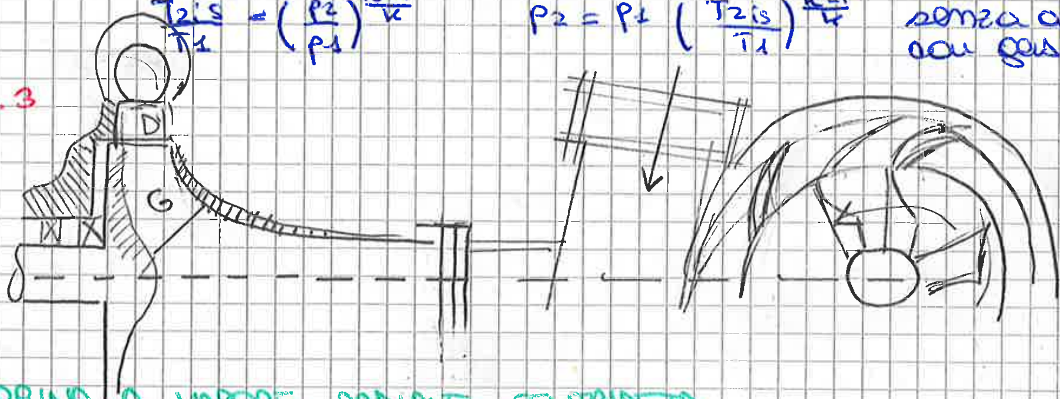
$$T_1 = T_0 - \frac{C_1^2}{2c_p} = 623{,}5 - \frac{265{,}37^2}{2\cdot 1004{,}5} = 588{,}45\ K$$

$1-2is]_{RH} \qquad 0 = c_p(T_{2is} - T_1) + \frac{\overset{w_2}{\downarrow}}{C_1^2}{2\varphi^2} - \frac{w_1^2}{2}$

$$\dot m = A_1 \rho_1 c a_1 = \xi \pi d l_1 c_1 \,\text{sen}\,\alpha_1 \frac{p_1}{RT_1}$$

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad p_2 = p_1\left(\frac{T_{2is}}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$ senza approssimare con gas ideale

Es. 3



TURBINA A VAPORE RADIALE CENTRIPETA

$$L_{i\,dt} = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

$p_1 = 2\,bar \qquad T_1 = 300^\circ C \qquad \alpha_1 = 20^\circ \qquad \frac{u}{C_1} = \cos\alpha_1$

$C_1 = 300\ m/s$

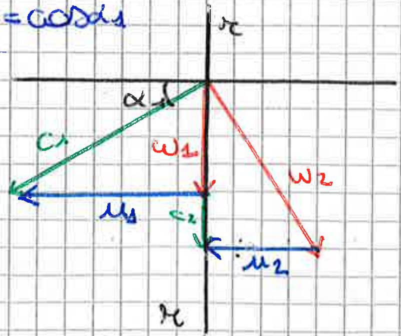
$h_1 = 10\ mm$

$d_1 = 200\ mm$

$\xi = 0{,}95 \qquad \varphi = 0{,}9$

C_2 = radiale

$u_2 < u_1$ perché radiale



$$u_1 = C_1\cos\alpha_1 = 300\cos 20 = 281{,}9\ m/s$$

$\dot{m} = \cancel{A_1}\rho_1 c_{a1} = \cancel{A_2}\rho_2 c_{a2}$ $\qquad p v^m = cost$

$c_{a2} = c_{a1}\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) = c_{a1}\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/m} =$ $\qquad \frac{p}{\rho^m} = cost$

$= 450 \cdot sen(20)\left(\frac{1}{0,7}\right)^{1/1,35} = 200,45$

$1\text{-}2]\ RH \qquad 0 = c_p(T_2 - T_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$

$w_2 = \sqrt{2c_p(T_1 - T_2) + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 1004,5\,(1023 - 932,8) + 196,93^2} = 469,03\ m/s$

$c_{a2} = w_2\ sen(\pi - \beta_2)$

$(\pi - \beta_2) = sen^{-1}\left(\frac{c_{a2}}{w_2}\right) = sen^{-1}\left(\frac{200,45}{469,03}\right) = 25,3$

$c_2 = \sqrt{469,03^2 + 300^2 - 2 \cdot 300 \cdot 469,03 \cdot cos(25,3)} = 235,7\ m/s$

$(\pi - \alpha_2) = sen^{-1}\left(\frac{200,45}{235,7}\right) = 58,26$

$L_i = u\,(c_{u1} - c_{u2}) = 300\,(450 \cos 20 - 235,7 \cdot \cos\overbrace{(180 - 58,26)}^{121,7}) =$

Errore! c_2 è a dx o sx? Per ora calcoli come dx

calcolo $c_{u2} = w_{u2} + u = -424 + 300 = -124$

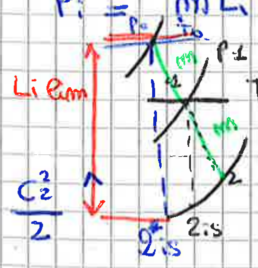
$\rightarrow$ Quindi è giusto!

$L_i = 164,1\ kJ/kg$ $\qquad d_1 = \frac{u}{\pi \cdot n} = \frac{300}{\pi \cdot 50} = 1,91\ m$

$\dot{m} = \varepsilon\,\pi\, d_1\, l_1\, c_{a1} \frac{p_1}{RT_1} = 0,95 \cdot \cancel{\pi} \cdot \frac{300}{\cancel{\pi} \cdot 50} \cdot 0,25 \cdot 153,9\ \frac{1000000}{287 \cdot 1023} =$

$= 746,63\ kg/s$

$P_i = \dot{m} L_i = 122,52\ MW$



$0\text{-}1) \rightarrow 0 = (i_1 - i_0^\circ) + \frac{c_1^2}{2}$

$i_0^\circ = i_1 + \frac{c_1^2}{2}$

(K!)

$T_0^\circ = 1023 + \frac{450^2}{2 \cdot 1004,3} = 1123,8\ K$

$p_0^\circ = p_1\left(\frac{T_0^\circ}{T_1}\right)^{\frac{m}{m-1}} = (1\ MPa)\left(\frac{1123,8}{1023}\right)^{\frac{1,35}{0,35}} = 1,437\ MPa$

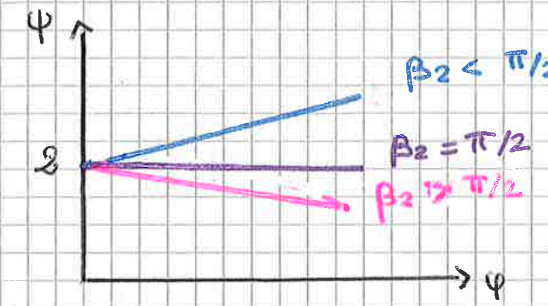
$T_{2is}^* = T_0^\circ\left(\frac{p_2}{p_0^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1123,8\left(\frac{0,7}{1,433}\right)^{0,4} = 914,86\ K$

$\eta_{ti} = \frac{L_i}{i_0^\circ - \left(i_{2is} + \frac{c_2^2}{2}\right)} = \frac{164100}{1004,5\,(1123,8 - 914,86) - \frac{235,7^2}{2}} = 0,901$

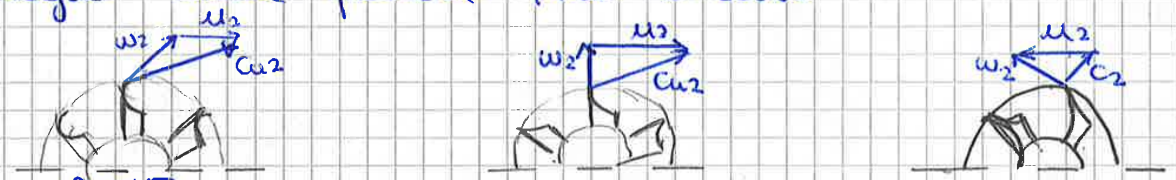
$$L_i = u_2 (u_2 + w_{r2} \, ctg\beta_2)$$

$$\psi = \frac{L_i}{\frac{u_2^2}{2}} = 2(1 + \varphi \, ctg\beta_2)$$

se la portata è nulla, w_{r2} è nullo
$\varphi \rightarrow$ coeff di portata



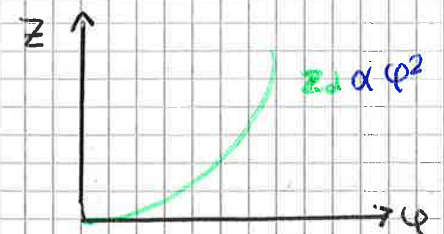
Disegno delle palette nei 3 casi



$\beta_2 < \frac{\pi}{2}$ PALETTATURE IN AVANTI

$\beta_2 = \frac{\pi}{2}$ RADIALI

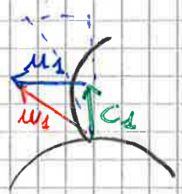
$\beta_2 > \frac{\pi}{2}$ ALL'INDIETRO



$L_{wd} = \lambda \frac{l}{d} \frac{c^2}{2}$ • perdite distribuite

L_w va con w_r^2 e φ^2

Esistono anche le perdite concentrate



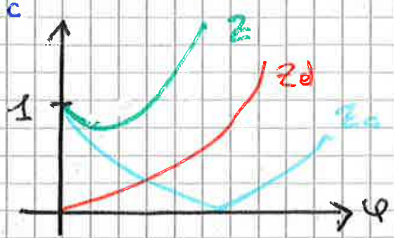
Perdita concentrata in ingresso: il fluido si divide a causa dell'urto

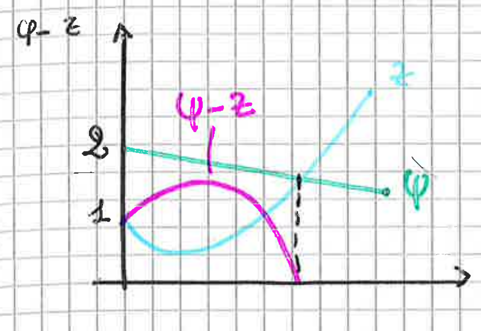
Caso ottimale: è tangente

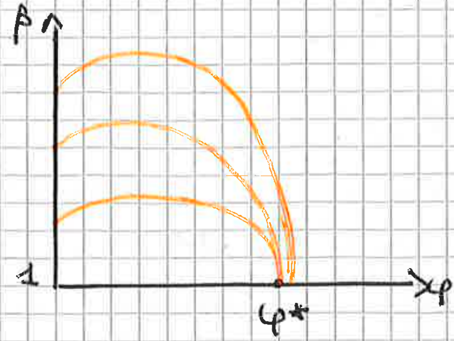
w_1 cambia posizione con la velocità di c_1 e di conseguenza aumentano le perdite (aumentano le perdite → aumenta w_1)

$L_w = L_{wd} + L_{wc}$

$z = z_d + z_c$ → l'andamento $z - \varphi$ diventa → z







ψ - z ⟶ giustifica andamento manometrico

$$\dot m = \rho \frac{\pi d_2 \, \ell_2 \, w_{r2}}{v_2}$$

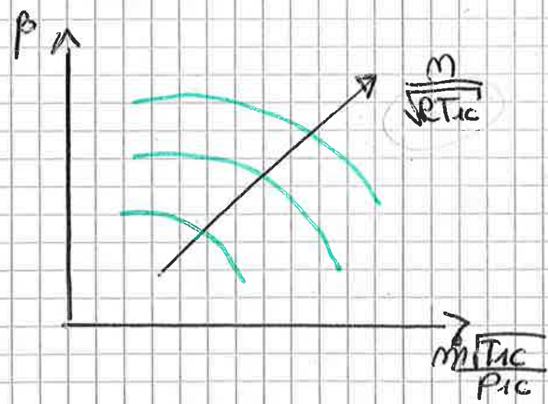
$$\dot m = \rho \frac{\pi d_2 \, \ell_2}{v_2} \left(\frac{w_{r2}}{u_2}\right) u_2$$

$\frac{w_{r2}}{u_2} = \varphi$; $u_2 \to (\pi d_2 n)$; $v_2 = v_{1c}$ per e'ipotesi di incomprimibilità

$$\dot m \propto \frac{p_{1c}}{R T_{1c}} \varphi n \longrightarrow \dot m \frac{\sqrt{R T_{1c}}}{p_1} \propto \frac{n}{\sqrt{R T_1}} \varphi$$

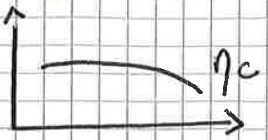
Perciò posso scrivere la 2° relazione

(2) $\dfrac{\dot m \sqrt{T_{1c}}}{p_{1c}} \propto \left(\dfrac{n}{\sqrt{R T_{1c}}}\right) \varphi$



di dimensioni:

Deve lavorare vicino al punto di η_{MAX} →



Limite superiore velocità periferica ↗ aumenta n quindi aumenta

Velocità critica ~ 400-450 m/s u_{max}

$L_i = u_2 c_{u2} \underset{\beta_2 = 90°}{=} u_2^2 = 160000$ J/kg

ipotizziamo sia $\frac{c_p T_1}{\eta_c} (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1) \longrightarrow \beta$?

$c_p = 1004,5$

$\eta_c = 0,75$ $T_1 = 288$ K

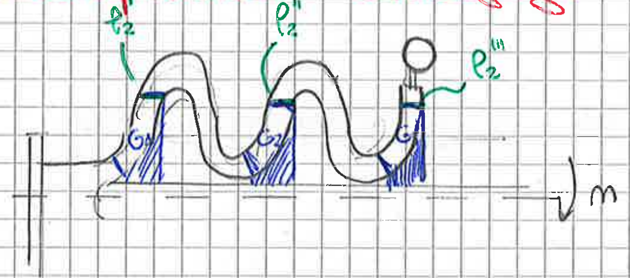
$k = 0,286$

$\longrightarrow \beta = 3,36$

se consideriamo $d_2 = 50$ mm $\pi d_2 n = u_2$ $n = 150000$ giri/min

Si vuole $\beta \approx 9 \longrightarrow$ bisogna usare macchine multistadio

Turbocompressore centrifugo pluristadio



$L_i = u_2 c_{u2}$
$\uparrow$
d_2

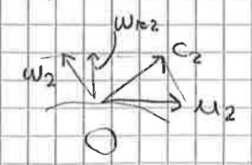
Portata uguale è la stessa $\dot{m} = \frac{\varepsilon \pi d_2 \ell_2 w_{r2}}{v_2}$

Quindi $\frac{\ell_2}{v_2}$ deve essere costante

ρ_2 però tende a salire cioè v_2 tende a diminuire,

quindi anche ℓ_2 deve diminuire $\ell_2' > \ell_2'' > \ell_2'''$

In questo modo $w_r = cost$



Compressione interrefrigerata

1. Fare macchina monostadio
2. Refrigero (scambiatore di calore)
3. altra macchina monostadio

Caso particolare → compressione int. uniforme

Vogliamo $\beta_I = \beta_{II} \dots = \sqrt[n]{\beta_{TOT}}$

$\beta_{TOT} = \beta_I \cdot \beta_{II} \cdot \beta_{III}$

Uso Eulero

$L_i = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} = u(c_{u2} - c_{u1}) =$

$\varphi = \frac{c_{a2}}{u}$ coeff. di portata nel compr. assiale (nel compr. centrifugo $\frac{c_r = w_{r2}}{u}$)

$=$

$c_{u1} = c_a \operatorname{cotg}(\alpha_1)$

$c_{u2} = u + c_a \operatorname{cotg}(\beta_2)$

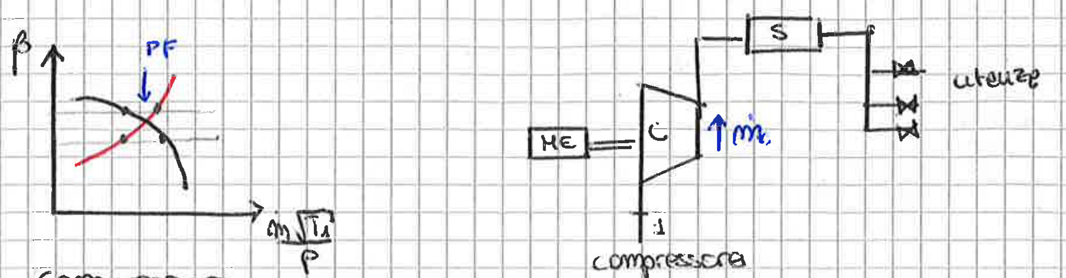
$L_i = u[u + c_a(\operatorname{cotg}\beta_2 - \operatorname{cotg}\alpha_1)]$

$$\psi = 2[1 + \varphi\underbrace{(\operatorname{cotg}\beta_2 - \operatorname{cotg}\alpha_1)}_{<<<0 \text{ numero negativo}}]$$

Quindi sono compressori rapidamente decrescenti

È sempre così perché le perdite e la deflessione sono non grande → si stacca la vena

Punto di funzionamento

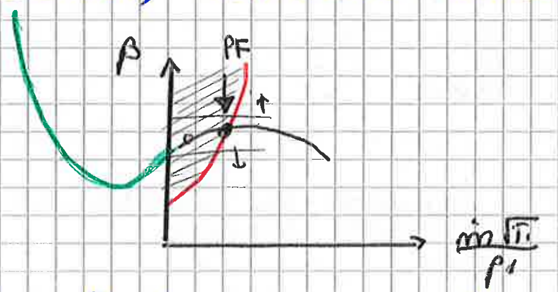


perdite circuito esterno con $\beta_s = p_s / p_1$

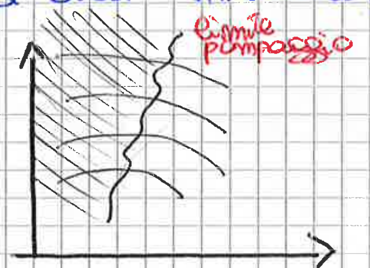
$\beta = \frac{p_2}{p_1}$ (converge)

Converge o diverge? Stabile?
E' stabile, il sistema tende a riportarsi nella situaz. originaria.

Esistono instabili?
Sì, se la caratteristica è molto ripida a sx del MAX
se p↓ il compressore fornisce una portata minore di quella smaltita; diminuisce ancora



I costruttori forniscono il limite del pompaggio, curva caratteristica
Si crea instabilità di corrente a sx



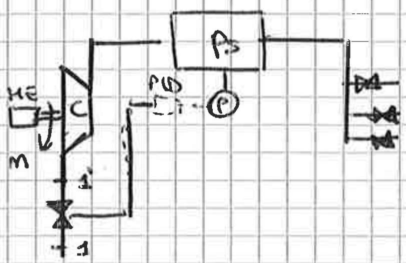
Esiste la caratteristica anche negativa, se β aumenta ↑↑
c'è la caratteristica solo a sx
Funzionamento pendolante tra le portate

Se circuito lavora sulla caratteristica rossa; il compressore invece instabile lavora un po' a dx un po' a sx
la portata si divide, arriva al minimo e poi non convergendo ritorna a lavorare a dx

Zona che passa per il MAX → limite di pompaggio.

2) Laminazione all'aspirazione

Valvola posta all'aspirazione; cambia la p a monte $p'_1 < p_1$ ma lam. isoentalpica $T'_1 = T_1$



Mi trovo sulla stessa caratteristica, m e T sono uguali

$p'_1 < p_1$

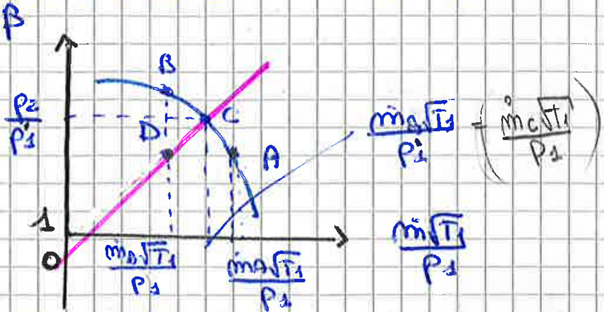
$T'_1 = T_1$

Il nuovo punto $\rightarrow \dot{m}_{cB} = \frac{\dot{m}_B \sqrt{T_1}}{p'_1}$

$\frac{p_2}{p'_1} = \beta_c$

punto D $\begin{cases} \frac{p_2}{p_1} \\ \frac{\dot{m}_B \sqrt{T'_1}}{p_1} \end{cases}$

punto C $\rightarrow \begin{cases} \frac{p_2}{p'_1} = \beta_c \\ \dot{m}_{cB} = \frac{\dot{m}_B \sqrt{T'_1}}{p'_1} \end{cases}$



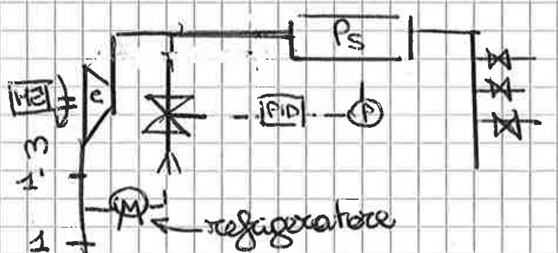
Il punto che ci interessa ha questa portata e queste caratteristiche

Retta dove faccio variare p_1

Incrocio tra caratteristiche $\rightarrow$ C

3) By-pass all'aspirazione

Altra valvola, normalmente chiusa; se la apro parte della portata va all'esterno



Continua a funzionare in A, consumo uguale: è come se ci fosse una utenza in + che si apre quando si chiudono le altre

Va bene per l'assiale, almeno consumo uguale

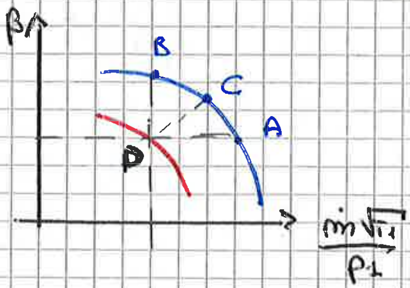
4) On-off (carico-scarico)

Abbiamo un pressostato, abbiamo un $p_{MAX} \rightarrow$ OFF e un $p_{MIN} \rightarrow$ ON

Logica di controllo che aziona il motore elettrico

β = cost perché p_1 e p_2 sono costanti → il punto di funzionamento è sulla orizzontale passante per A. La portata nuova viene corretta con le condizioni iniziali → il nuovo punto di funzionamento si troverà sulla verticale passante per B

La caratteristica nuova passerà per il punto D

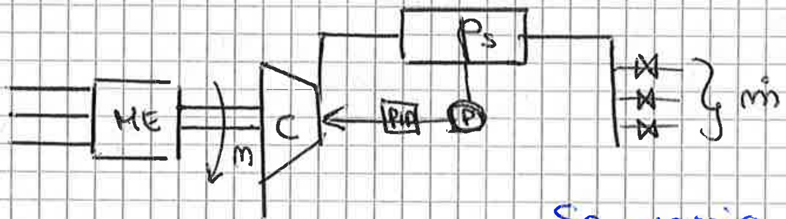


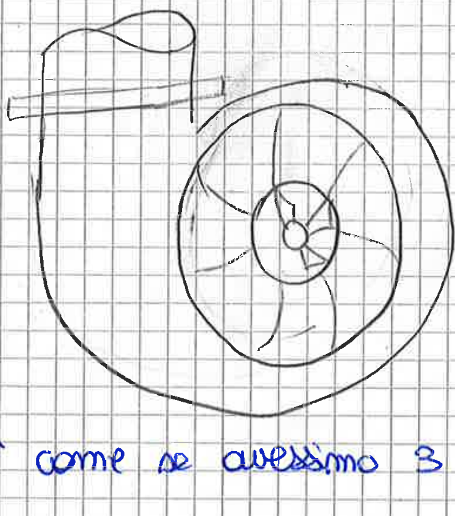
• nuova caratteristica

A parità di rendimento questa regolazione è più efficiente

$$L_i = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) \qquad P_a = \dot{m}_B L_{ic}$$

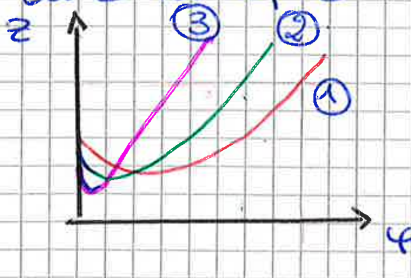
6) Variazione calettamento palette statoriche



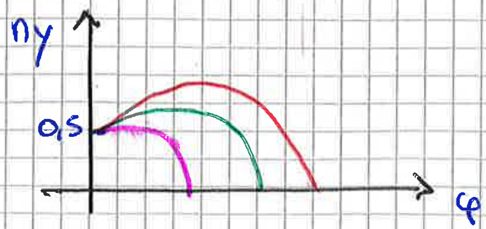


Se vario l'inclinazione delle palette varia il parametro z

Nel caso di palettature più aperte la caratteristica di z si apre



È come se avessimo 3 macchine diverse



2/05/2018

Esercizio 2

$k = 1,67$ $\quad$ $p_1 = 2$ ata $\quad$ $n = 20000$ rpm $\rightarrow \frac{20000}{60}$

$R = 207$ J/kgk $\quad$ $T_1 = 278$ k $\quad$ $\eta_m = 0,97$

$d_2 = 0,3$ m

$\xi \frac{b_2}{d_2} = 0,1$ $\quad$ $\varphi = \frac{w_{r2}}{u_2} = 0,2$ $\quad$ β?

$\beta_2 = 110°$ $\quad$ $z = \frac{L_w}{\frac{u_2^2}{2}} = 0,4$ $\quad$ P_a?

$$\psi = 2(1+\varphi \operatorname{cotg}\beta_2) = 2(1+0,2\operatorname{cotg}(110°)) = 1,854$$

$$L_i = u_2 c_{u2} - \underbrace{u_1 c_{u1}}_{=0}$$

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\psi - z}{\psi} = \frac{1,854-0,4}{1,854} = 0,784$$

$$L_i = \psi \frac{u_2^2}{2}$$

$$u_2 = \pi d_2 n = \pi \cdot 0,3 \cdot \frac{20000}{60} = 314,16 \text{ m/s}$$

$$L_i = 1,854 \cdot \frac{314,16^2}{2} = 91490 \text{ J/kg}$$

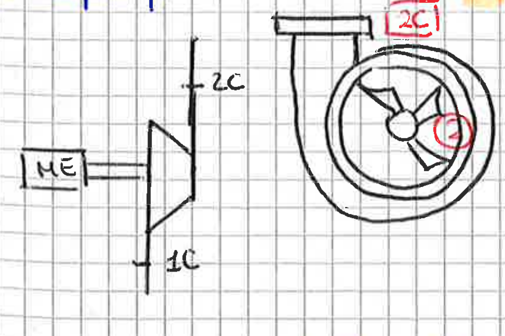
Si può calcolare anche con primo principio

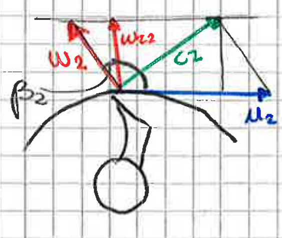
$$L_i = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{1}{\eta_y}\frac{k-1}{k}} - 1\right) \qquad c_p = \frac{k}{k-1} R = \frac{1,67}{0,67} 207 = 516 \text{ J/kgk}$$

$$\beta = \left[\frac{L_i}{c_p T_1} + 1\right]^{\eta_y \frac{k}{k-1}} = \left[\frac{91490}{516(278)} + 1\right]^{0,784 \cdot \frac{1,67}{0,67}} = 2,62$$

$$P_a = \frac{1}{\eta_m} \dot{m} L_i \qquad \dot{m} = \xi \pi d_2^2 \frac{b_2}{d_2} \underbrace{\left(\frac{w_{r2}}{u_2}\right)}_{\varphi} u_2 \frac{p_2}{RT_2}$$ sezione girante uscita dalla girante

$$\beta = \frac{p_{2c}}{p_{1c} = p_1}$$ p_{2c} è all'uscita dalla macchina non è il 2 che stiamo cercando





$$c_{u2} = u_2 + w_{r2} \operatorname{ctg}\beta_2 = 291,29$$

$$w_{r2} = \varphi u_2 = 0,2 \cdot 314,16 = 62,832$$

$$c_2 = \sqrt{c_{u2}^2 + w_{r2}^2} = 297,99$$

Applichiamo il 1° principio tra ingresso e sez. 2

$$\underbrace{Q_e}_{=0} + L_i = c_p (T_2 - T_{1c}) + \frac{c_2^2}{2}$$ L_i lo vedo perché vedo la girante

$$L_i' = c_p T_1' \left(\beta^{\frac{1}{n_y}\frac{k-1}{k}} - 1\right) = L_i \frac{T_1'}{T_1} = 91490 \frac{313}{278} = 103008 \ J/kg$$

$$L_i \propto u_2^2 \propto n^2 \longrightarrow n' = n\sqrt{\frac{L_i'}{L_i}} = 20000\sqrt{\frac{103,008}{91,490}} = 21222 \ rpm$$

$$\dot m' = \rho_2 \pi d_2^2 \frac{e_2}{d_2} \varphi \pi d_2 n' \frac{p_2'}{RT_2'} \propto n' \left(\frac{p_2'}{T_2'}\right) \leftarrow \text{come prima}$$

ma siamo in similitudine

$$c_2' = c_2 \frac{n'}{n} = 297,99 \cdot \frac{21222}{20000} = 316,2 \ m/s$$

$$\begin{cases} T_2' = T_1' + \dfrac{L_i'}{c_p} - \dfrac{c_2'^2}{2c_p} = \\ p_2' = p_1' \left(\dfrac{T_2'}{T_1'}\right)^{n_y \frac{k}{k-1}} = \end{cases}$$

calcolo nuova portata e vedo se i risultati cambiano

Esercizio 1 dispense

$\beta_2 = 90°$ radiali

$k = 1,67$

$R = 207 \ J/kg$

$p_1 = 1,5 \ ata$

$T_1 = 283 \ k$

$p_{2c} = 4 \ ata$

$n = 20000 \ rpm$

$P_a = 125 \cdot 0,735 \ kW$ ← cavalli

$\eta_m = 0,97$

$\varphi = 0,25$

$\dot m = 1 \ kg/s$

m?

p_2?

T_2?

$$P_a = \frac{1}{\eta_m} \dot m L_i \longrightarrow L_i = \frac{P_a \eta_m}{\dot m} = \frac{0,97 \cdot \overbrace{125 \cdot 0,735}^{91875}}{1} = 89,012 \ J/kg$$

$$L_i = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)$$

$$\beta^{\frac{m-1}{m}} = \frac{L_i}{c_p T_1} + 1 \qquad \frac{m-1}{m} = \ln\left(\frac{L_i}{c_p T_1} + 1\right) / \ln \beta =$$

$$\frac{m-1}{m} = \frac{\ln\left(\frac{89012}{516 \cdot 283} + 1\right)}{\ln\left(\frac{4}{1,5}\right)} = 0,485$$

$$m = \frac{1}{1 - 0,485} = 1,94$$

$$u_2 = \sqrt{L_i} = 298,35 \ m/s$$

$$c_{u2} = u_2 \longrightarrow \beta_2 = 90°$$

$$w_{r2} = \varphi u_2 = 0,25 \cdot 298,35 = 74,59$$

$$c_2 = \sqrt{w_{r2}^2 + u_2^2} = 307,53 \ m/s$$

$$T_2 = T_1 + \frac{L_i}{c_p} - \frac{c_2^2}{2c_p} = 283 + \frac{89012}{516} - \frac{307,53^2}{2 \cdot 516} = 363,86 \ k$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{m}{m-1}} = 1,5 \left(\frac{363,86}{283}\right)^{\frac{1}{0,485}} = 2,58 \ ata$$

Esercizio 7 dispense

$k = 1{,}4$

$R = 287\ J/kgK$

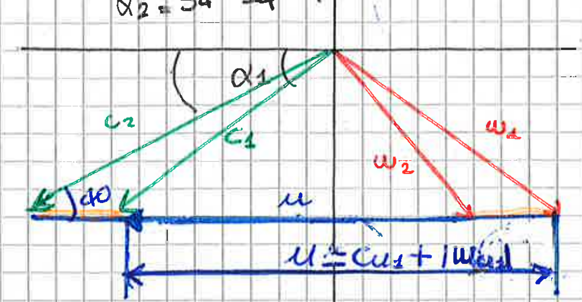
$T_1 = 40 + 273\ K$

$c_1 = 150\ m/s$

$\alpha_1 = 54°$

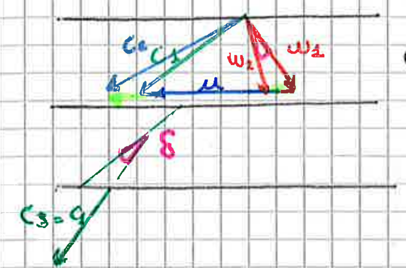
$\delta = 14°$ diffusore

$\alpha_2 = 54 - 14 = 40°$



w_2 inclinato come w_1 + 14° di deflessione

la distanza assiale resta =



$c_a = c_1 \operatorname{sen}\alpha_1 = 150 \cdot \operatorname{sen}(54) = 121{,}35\ m/s$

$c_{u1} = c_1 \cos\alpha_1 = 150 \cdot \cos(54) = 88{,}17\ m/s$

$c_{u2} = c_a \operatorname{cotg}\alpha_2 = 121{,}35 \operatorname{cotg} 40 = 144{,}6\ m/s$

$u = 144{,}6 + 88{,}17 = 232{,}77\ m/s$

$c_2 = \dfrac{c_a}{\operatorname{sen}\alpha_2} = \dfrac{121{,}35}{\operatorname{sen}(40)} = 188{,}79\ m/s = w_1$

$L_i = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} = u(c_{u2} - c_{u1}) = 232{,}77\,(144{,}6 - 88{,}17) = 13140\ J/kg$

$\varphi = \dfrac{c_2}{u} = 0{,}521$

$L_i = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{1}{\eta_y}\frac{k-1}{k}} - 1\right)$

$\beta = \left(\dfrac{L_i}{c_p T_1} + 1\right)^{\eta_y \frac{k}{k-1}} = \left(\dfrac{13140}{1004 \cdot 313} + 1\right)^{0{,}9 \cdot 3{,}5} = 1{,}138$

Esercizio n 5

$p_0 = 1\ bar$

$T_0 = 300\ K$

$n_0 = 12\,000\ rpm$

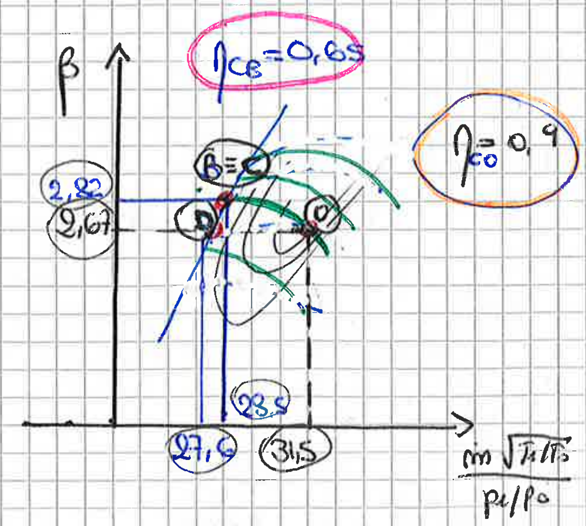
$T_1 = T_0$

$p_1 = p_0$

$\dfrac{n/n_0}{\sqrt{T_1/T_0}} = 1$

$\dfrac{\dot m \sqrt{T_1/T_0}}{p_1/p_0} = 31{,}5\ kg/s$

$\begin{cases} k = 1{,}4 \\ R = 287 \end{cases}$ $\quad c_p = 1004$

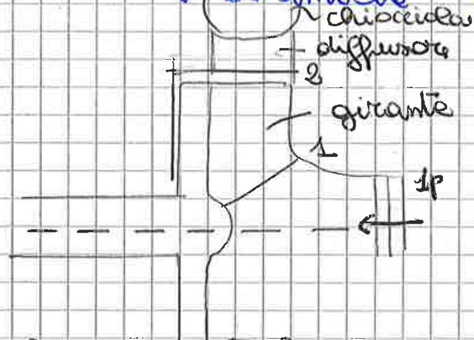


Confronto P_{ao} con P_{as} → dipende se assiale o centrifugo

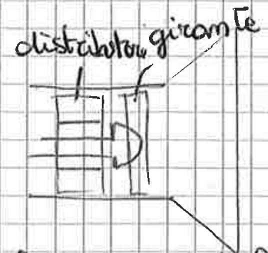
Turbopompe

Sono analoghe ai compressori (macchine operatrici) ma in questo caso il fluido è incomprimibile

Pompe { Volumetriche { alternative, rotative
Dinamiche (turbopompe) { 1) centrifughe, 2) flusso misto, 3) assiali



Pompa centrifuga



Pompa assiale

Il 1° principio per queste macchine è conveniente scriverlo nella seguente forma

$$L_i = v\int dp + \Delta E_{c,cf,gr} + L_w$$

In questo caso il campo di forza gravitazionale è un elemento molto importante → non si trascura ΔE_{gr}

$$L_i = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + L_w$$

$$H^0 = z + \frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} \quad \text{è il carico totale}$$

Si può ottenere quindi $L_i = g(H_2^0 - H_1^0) + L_w$

Introduciamo il concetto di prevalenza

$$L_i = g(H_{2p}^0 - H_{1p}^0) + L_w$$

$H_{2p}^0 - H_{1p}^0 =$ PREVALENZA

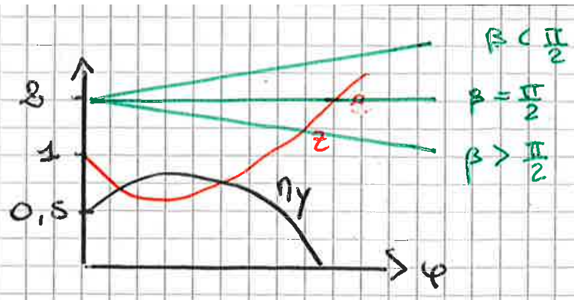
Il rendimento idraulico della pompa è dato da

$$\eta_y \triangleq \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{gH}{L_i} \longrightarrow L_i = \frac{gH}{\eta_y}$$

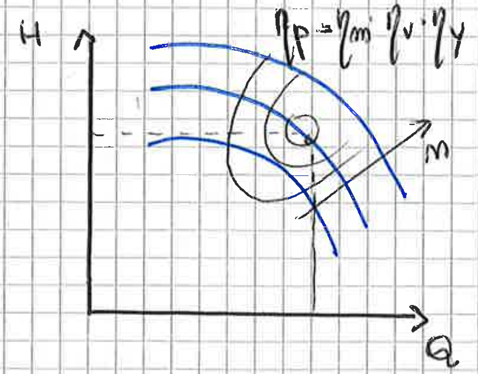
Un altro aspetto molto importante è il calcolo della potenza

$$P_a = \frac{1}{\eta_m}\dot{m}_{pompa} L_i \qquad \eta_m = \frac{P_i}{P_a}$$

P_i ~> potenza trasferita al fluido
P_a ~> potenza assorbita



Caratteristica manometrica



$$L_i - L_w = gH$$

$$\psi - z = g\frac{H}{u^2/2}$$

$$H \propto n^2(\psi - z)$$

$$\dot{m} = \xi \pi d_2 b_2 \varphi u_2 \rho$$

$$Q \propto \varphi n$$

Al variare di n Q varia poco, H varia molto di più (infatti dipende da n^2).

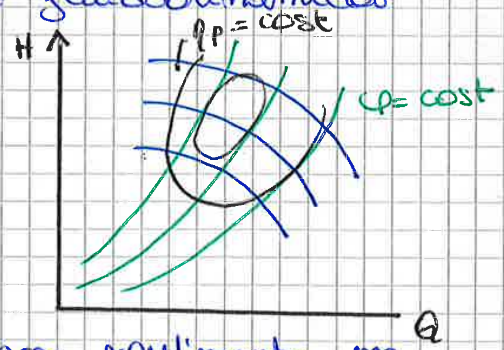
Discutiamo ora la similitudine fluidodinamica

$\varphi = cost$ → $\psi, z, \eta_y = cost$

→ $H \propto n^2$

→ $Q \propto n$

$H \propto Q^2$: parabola che passano per l'origine



Ci sono punti in cui c'è lo stesso rendimento ma i triangoli sono diversi perché φ è diverso

Posso scrivere questo parametro per 2 macchine (sono in similitudine)

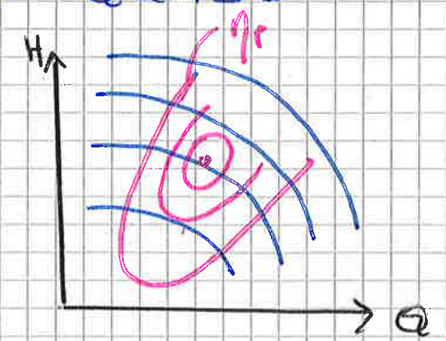
$$\frac{n^* \sqrt{Q^*}}{H^{*3/4}} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$n^* = \frac{n\sqrt{\frac{Q}{Q^*}}}{\left(\frac{H}{H^*}\right)^{3/4}}$$

Se Q^* e H^* sono $= 1$ → posso definire il numero di giri caratteristico

$$n_c = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

(Macchina simile geometricamente alla nostra con Q e $H = 1$)



Se devo scegliere dove far funzionare la pompa, sceglierei il punto con $\eta = 1$

Scelgo il punto con $\eta = 1$ e calcolo n. Quel valore è n_c^* il numero di giri caratteristico

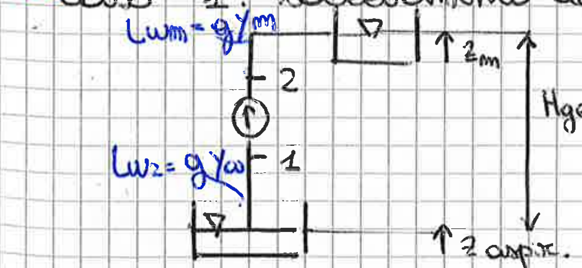
n_c^* vale per tutto il range di macchine che posso costruire una simile all'altra: numero importante perché caratterizza uno stesso range di macchine

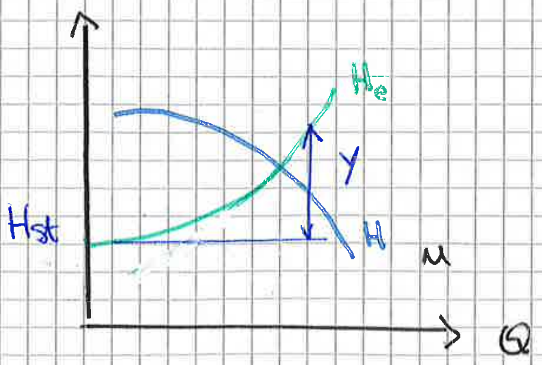
		n_c^*	H_{MAX} [m]
radiali	lente	15 - 30	200 - 120
	medie	30 - 55	120 - 40
	veloci	55 - 95	40 - 17
flusso	misto	80 - 140	20 - 10
	Assiali	125 - 350	14 - 7

$\eta_c \uparrow$ $H \downarrow$

Punto di funzionamento

1 Caso 1: sollevamento acqua



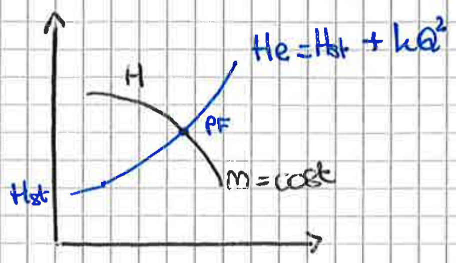


Caratteristica esterna $H_e = \underbrace{H^o_{mandata} - H^o_{aspirazione}}_{H_{statico}} + \underbrace{(Y_{aspiraz} + Y_{mandata})}_{Y}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 81 di 194

9/05/2018

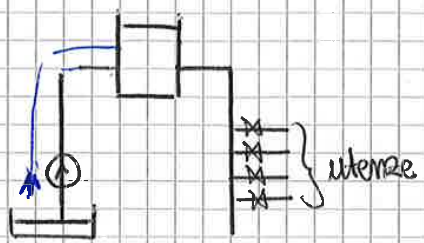
Punto di funzionamento
Incrocio due caratteristiche



Regolazione

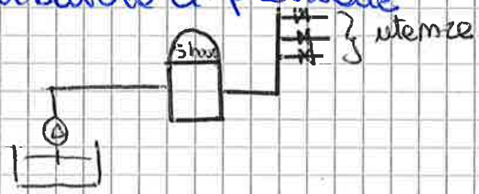
Far variare la portata erogata dalla pompa

Due esempi



Quando c'è un troppo pieno scarico e l'eccedenza in fogna

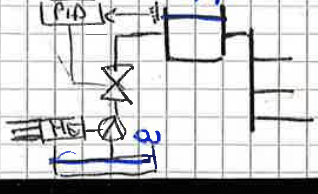
Preleviamo acqua da un pozzo e mandiamo in un serbatoio a pressione



Metodi di regolazione
1) Valvola in mandata

All'aspirazione non c'è perché non vogliamo bolle
2) By pass
3) On-off
4) n variabile
5) Geom. Variabile

1) Valvola in mandata
Regolata con livellostato, da segnale a controllore che aziona la valvola

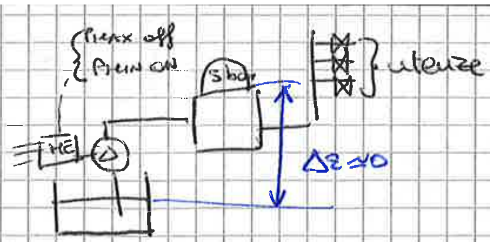


3) On - off

Posso mettere un pressostato

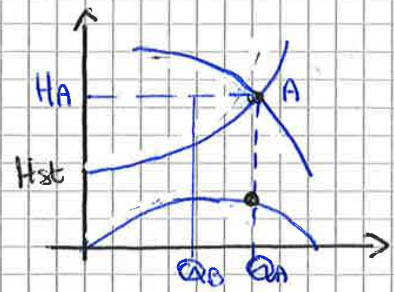
$p_{min} \to ON$

$p_{max} \to OFF$



Aziono il motore elettrico, deve avvenire un numero di volte all'ora non di +.

$$H_{st} \simeq \frac{p_s - p_a}{\rho g}$$

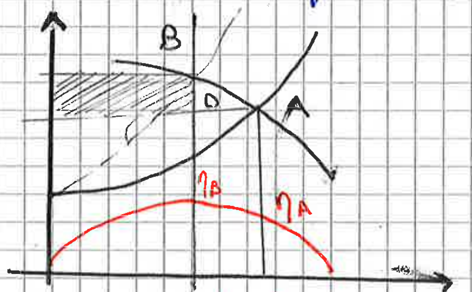


Non ho + una portata Q_B, ho una Q_B media

$$\bar{Q}_B = \frac{Q_A t_{ON} + Q t_{OFF}}{t_{TOT}}$$

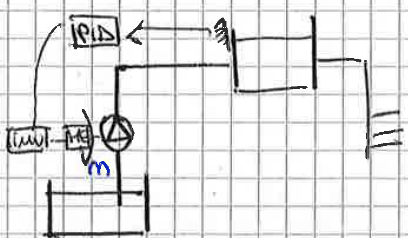
Non esiste la situazione B; esiste o A o O

$$\bar{P} = \frac{P_A t_{ON}}{t_{TOT}} = \frac{1}{\eta_A} \rho \bar{Q}_B g H_A$$

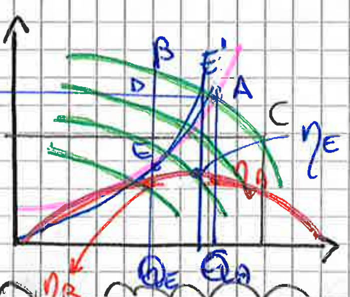


Il rendimento dipende dal caso analizzato

4) n variabile



Pilota l'inverter per regolare il numero di giri



Mi muovo su quella esterna

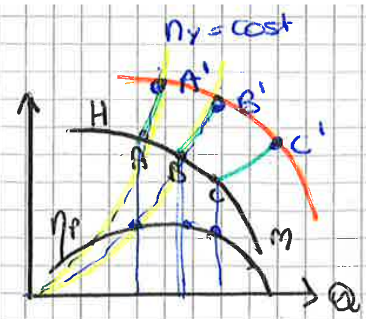
Il rendimento cambia di forma se cambia la caratteristica.

Se ho una sola caratteristica posso stimarla considerando il punto di similitudine di E (parabola passante per l'origine, tangente) (E')

A $\longrightarrow$ E (portata di B)

Rendimento di E' è quello di E

Rendiment.



ipotesi : $n' > n$

Come faccio a calcolare la nuova caratteristica per punti ?

$H \propto n^2$

$Q \propto n$

$$\begin{cases} H_A' = H_A \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \\ Q_A' = Q_A \left(\frac{n'}{n}\right) \end{cases}$$

Parabola avente tg. orizz. per l'origine

$$\begin{cases} H_B' = H_B \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \\ Q_B' = Q_B \left(\frac{n'}{n}\right) \end{cases}$$

Trovo la nuova caratteristica al nuovo numero di giri

Sulla parabola il rendimento è costante, posso ottenere il rendimento "tornando indietro"

A' ha lo stesso rendimento di A ecc.

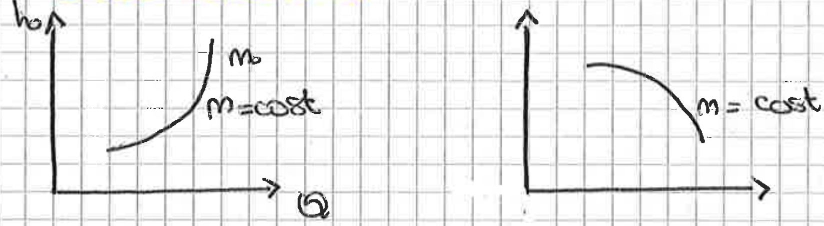
p_v determinato dalla temperatura

$z_1 \rightarrow$ progettista decide se $\gtrless 0$

$Y_a \rightarrow$ + corta è la tubazione + Y è piccola

la velocità aumenta con tubo stretto e aumenta Y
$\rightarrow$ quindi il tubo deve essere corto e largo

NPSH è una caratteristica che viene fornito dal costruttore

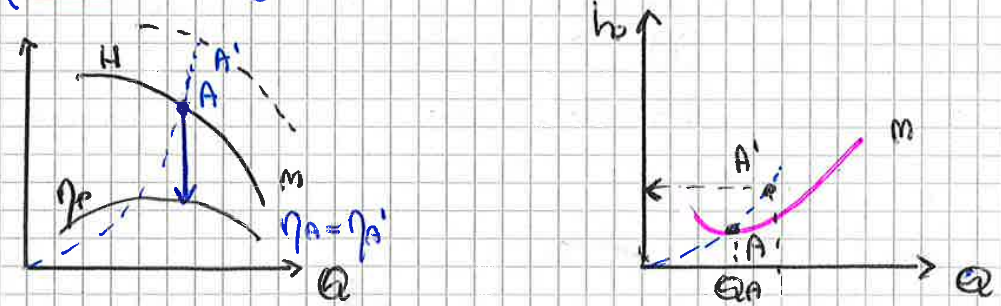


Per la similitudine posso moltiplicare $\left(\frac{u_2^2}{u_2^2}\right)$

$$\frac{p_{amb} - p_v}{\rho g} - z_1 - Y_a \geq \left[\frac{c_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g}\right] \frac{u_2^2}{u_2^2}$$

similitudine $\qquad h_0 \propto n^2$

$$\begin{Bmatrix} H \propto n^2 \\ Q \propto n \end{Bmatrix}$$



$H_{A'} = H_A \left(\frac{n'}{n}\right)^2$

$Q_{A'} = Q_A \left(\frac{n'}{n}\right)$

Si può estendere a h_0

$$\begin{cases} h_{0A'} = h_{0A} \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \\ Q_{A'} = Q_A \left(\frac{n'}{n}\right) \end{cases}$$

Parametro di Thoma $\quad \sigma = \frac{h_0}{H}$

In similitudine σ è prop. a ? $\qquad h_0 \propto n^2$, $H \propto n^2$

σ = costante $\rightarrow$ ma solo in similitudine

Esercizio 1)

$\beta_2 = 110°$ $\quad L_{wg} = 40\%\ L_{w\,TOT}$ $\quad p_2$?

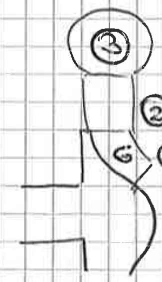
$d_2 = 0{,}4\ m$ $\quad L_{wd} = 60\%\ L_{w\,TOT}$ $\quad p_3$?

$n = 1500\ rpm$ $\quad p_1 = 98100\ Pa\ (1\ ata)$

$\varphi = 0{,}46$ $\quad c_3 \simeq 0$

$c_1 = 8\ m/s$

$\eta_y = 0{,}75$



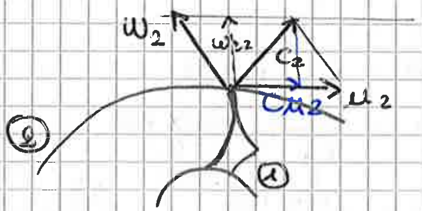
(Qui tipicamente 15-30 m/s)

$u_2 = \pi d_2 n = \pi \cdot 0{,}4 \cdot \frac{1500}{60} = 31{,}42\ m/s$

$w_{r2} = \varphi\, u_2 = 0{,}46 \cdot 31{,}42 = 14{,}45\ m/s$

$\psi = 2(1+\varphi \cot g\, \beta_2) = 2(1+0{,}46 \cot g(110)) = 1{,}665$

$L_i = \psi \frac{u_2^2}{2} = 1{,}665 \cdot \frac{31{,}42^2}{2} = 821{,}93$ $\quad (<0)$



110° → all'indietro

$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i}$ $\qquad L_w = (1-\eta_y)L_i = 0{,}25 \cdot 821{,}93 = 205{,}43$

$$\begin{cases} L_{wg} = 82{,}19\ J/kg \\ L_{wd} = 123{,}29\ J/kg \end{cases}$$

1-2] $L_i = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(\underbrace{\cancel{z_2 - z_1}}_{\simeq 0}) + L_{wg}$

$c_{u2} = u_2 + w_{r2} \cot g\, \beta_2 = 31{,}42 + 14{,}45 \cot g(110) = 26{,}16\ m/s$

$c_2 = \sqrt{w_{r2}^2 + c_{u2}^2} = \sqrt{14{,}45^2 + 26{,}16^2} = 29{,}89\ m/s$

$p_2 = p_1 + \rho\left[L_i + \frac{c_1^2 - c_u^2}{2} - L_{wg}\right] = 98100 + 1000\left[821{,}93 + \frac{(8)^2 - (29{,}89)^2}{2} - 82{,}19\right] = 423133 \simeq 4{,}23\ bar$

p_3 ? $<$ 2-3 / 1-3 (vedo L_i)

1-3] $L_i = \frac{p_3 - p_1}{\rho} + \frac{\cancel{c_3^2} - c_1^2}{2} + g(\underbrace{\cancel{z_3 - z_1}}_{\simeq 0}) + L_w$ $\quad$ vedo quella totale

→ calcolo p_v da tabelle (o app)

Nella curva limite

$p_v = 0{,}0299$ bar ⇒ $\cdot 10^5$ = Pa

Verifico $\frac{p_a - p_v}{\rho g} - z_1 - Y_a \overset{?}{\geq} h_0$

$\frac{98100 - 0{,}0299\cdot10^5}{9{,}81\cdot1000} - 8 - 2 \overset{?}{\geq} 5$

"calculation at saturation"
Quality "0"
Temperature "24"
→ Calculate
$p = 2985{,}6$ Pa

$\boxed{NPSH_D} = 5{,}685 > 5$ Quindi non cavita

battente netto positivo all'aspirazione

Esercizio 3

$n = 1500$ rpm

$Q_A = 0{,}2\ m^3/s$

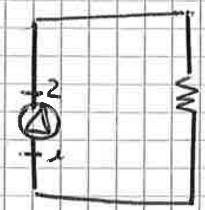
$Y_A = 40\ m$

$\eta_P = 0{,}75$

$P_a = \frac{1}{\eta_P}\rho Q_A \cdot g Y_a$

$H_e = \underbrace{H_{stat}}_{=0} + Y$

circuito chiuso



$P_{aA} = \frac{1}{0{,}75}\cdot 1000\cdot 0{,}2\cdot 9{,}81\cdot 40$

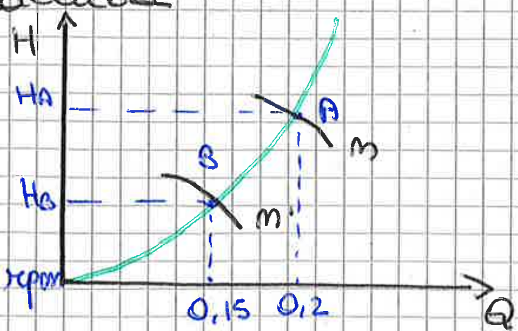
$P_{aA} = 104{,}64$ kW

condizioni nuove $Q_B = 0{,}15\ m^3/s$ n' ? P_{aB} ?

$\eta_m, \eta_B \simeq$ cost

$H_e = kQ^2 = \frac{40}{0{,}2^2}Q^2$ → funzione che rappresenta la prevalenza

$H_B = \frac{40}{0{,}2^2}\cdot 0{,}15^2 = 22{,}5\ m$



Sono in similitudine

$Q \propto n$

$n' = n\frac{Q_B}{Q_A} = 1500\frac{0{,}15}{0{,}2} = 1125$ rpm

η_Y = cost (φ = cost → siamo in simil.)

$P_{aB} = \frac{1}{0{,}75}\cdot\frac{1000}{1000}\cdot 0{,}15\cdot 9{,}81\cdot 22{,}5 = 44{,}145$ kW

11/05/2018

Esercizio 1

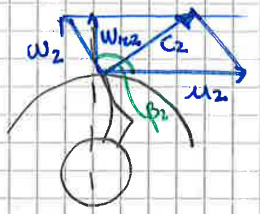
$d_2 = 0,4$ m
$b_2 = 0,05$ m
$\beta_2 = 120°$
$d = 0,28$ m
$\dot m = 200$ kg/s
$\eta_y = 0,78$
$\eta_m = \eta_v = 1$

$n = 1200$ rpm
$p_a = 1$ ata
$Y_a = 0,46$ m

$z_1 = 1,8$ m
$z_a = 0$

H ?
P_a ?
p_2 ?

ipotesi: $\xi = 1$



$u_2 = \pi d_2 n = \pi \cdot 0,4 \cdot \frac{1200}{60} = 25,13$ m/s

$Q = \xi \pi d_2 b_2 w_{r2}$ $\qquad w_{r2} = \frac{Q}{\pi d_2 b_2} = \frac{0,2 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 0,4 \cdot 0,05} = 3,183$

$c_{u2} = u_2 + w_{r2} \cot\beta_2 = 25,13 + 3,183 \cot(120) = 23,29$ m/s

$c_2 = \sqrt{w_{r2}^2 + c_{u2}^2} = \sqrt{3,183^2 + 23,29^2} = 23,51$ m/s

$P_a = \frac{1}{\eta_m \eta_v} \overbrace{\rho Q}^{\dot m} L_i$ ← contiene η_y

$L_i = u_2 c_{u2} = 25,13 \cdot 23,29 = 585,29$ J/kg

$P_a = \frac{1}{1} \cdot 200 \cdot 585,29 = 117,1$ kW

$\eta_y = \frac{gH}{L_i}$ $\qquad H = \frac{\eta_y L_i}{g} = \frac{0,78 \cdot 585,29}{9,81} = 46,54$ m

a-2) $\quad L_i = \frac{p_2 - p_a}{\rho} + g(\overbrace{z_{2p}}^{z_{2p} \simeq z_1} - z_a) + \frac{c_{2p}^2 - \cancel{c_a^2}}{2} + gY_a + L_w$

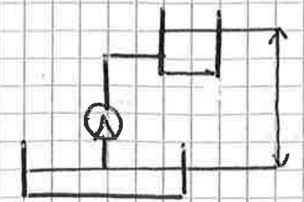
$p_2 = p_a + \rho\left[\underbrace{gH}_{L_i - L_w} - gz_2 - \frac{c_{2p}^2}{2} - gY_a\right]$

$c_{2p} = \frac{Q}{\pi d^2} = \frac{0,2}{\pi (0,28)^2} = 0,812$ m/s

$p_2 = 98100 + 1000\left[9,81(46,54 - 1,8 - 0,46) - \frac{0,812^2}{2}\right] = 5,32$ bar

Esercizio 6

$n = 1500$ rpm
$Q_A = 100$ l/s
$H_A = 125$ m
$H_{st} = H_g = 100$ m
$\eta_{PA} = 0,8$



$H_{st} = H_g = 100$ m

$$P_A = \frac{1}{\eta_{PA}} \rho Q_A g H_A = \frac{1}{0,8} \frac{1000}{1000} 0,1 \cdot 9,81 \cdot 125 = 153,28 \text{ kW}$$

$\eta_m = \eta_v = 1 = cost$

Quando $n' > n \Rightarrow 1600 > 1500$ cambia caratteristica e il punto di funzionamento cambia

Sappiamo che $H_{st} = 100$

$$H_e = 100 + \frac{125}{100^2} Q^2$$

$$H_A' = H_A \left(\frac{n'}{n}\right)^2 = 125 \left(\frac{1600}{1500}\right)^2 = 142,2 \text{ m}$$

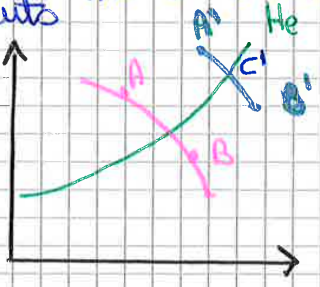
$$Q_A' = Q_A \left(\frac{n'}{n}\right) = 100 \left(\frac{16}{15}\right) = 106,7 \text{ l/s}$$

Sul diagramma segno A'

Prendo ora il punto B $\begin{cases} Q_B = 125 \text{ l/s} \\ H_B = 112 \text{ m} \end{cases}$

$$\rightarrow H_B' = 112 \left(\frac{16}{15}\right)^2 = 127,4 \text{ m}$$
$$Q_B' = 125 \left(\frac{16}{15}\right) = 133,3 \text{ l/s}$$

Si scrive l'equazione della parabola He e della retta A'B' → l'incontro è il nuovo punto di funzionamento



$Q_C = 118,6$ l/s

$$H_C = 100 + \frac{125}{100^2} Q_C^2 \text{ (uso l'equazione di He)} = 135,2 \text{ m}$$

Dal grafico si ricava il $\eta_{PC} = 0,775$

Da questi valori si calcola $P_{AC} = 208,7$ kW

$$\frac{P_a - P_v}{\rho g} - z_1 - y_a \geq h_0 \quad \text{cavitazione}$$

≤ 0